This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

+ *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.

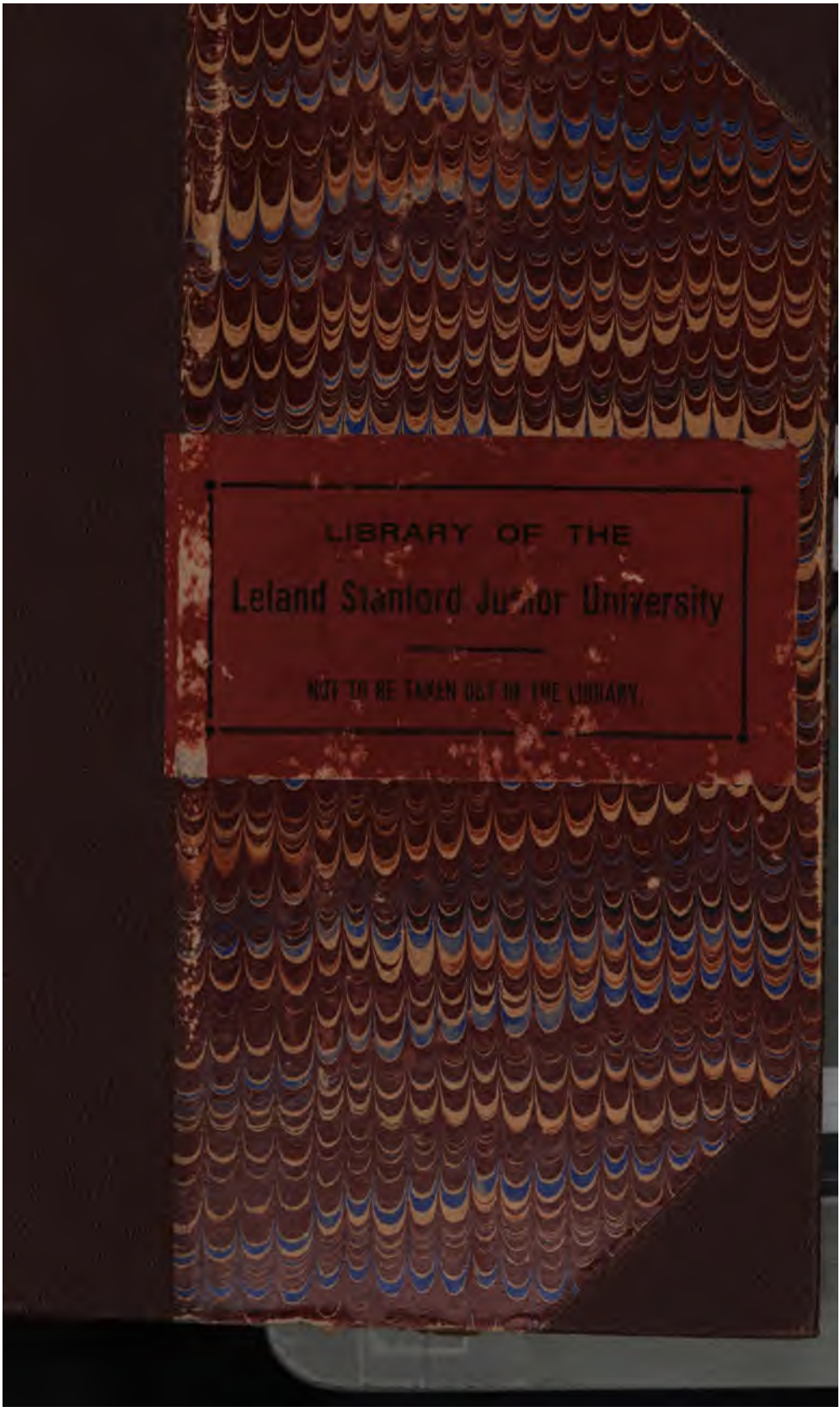
+ *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.

+ *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.

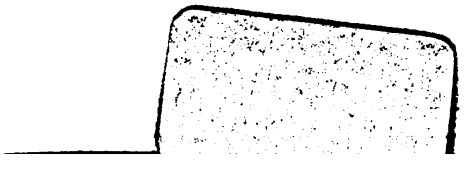
+ *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse `http://books.google.com`


LIBRARY OF THE
Leland Stanford Junior University
NOT TO BE TAKEN OUT OF THE LIBRARY.

LSSC
T43



CALCULS

SUR LA

SORTIE DE VAPEUR

DANS LES

MACHINES LOCOMOTIVES,

PAR P. JEANNENEY,

INGÉNIEUR CIVIL.

PARIS

LIBRAIRIE SCIENTIFIQUE-INDUSTRIELLE

DE L. MATHIAS (AUGUSTIN),

QUAI MALAQUAIS, 15.

1841

CALCULS

SUR LA

SORTIE DE VAPEUR

DANS LES

MACHINES LOCOMOTIVES,

PAR P. JEANNENEY,

INGÉNIEUR CIVIL.

PARIS

LIBRAIRIE SCIENTIFIQUE-INDUSTRIELLE

DE L. MATHIAS (AUGUSTIN),

QUAI MALAQUAIS, 15.

1841

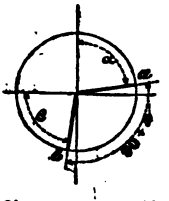
FAUTES

ESSENTIELLES A CORRIGER.

—

Page 21, 4e ligne avant-dernière, pl. II, lisez pl. III.

— 24, 2e colonne du tableau, faire faire un quart de tour à la figure, qui doit être présentée ainsi :



— 34, colonne de l, ligne 20, au lieu de 28, lisez 36.

— 35, colonne de λ, ligne 20, au lieu de 120, lisez 128.

— 37, dernière ligne, au lieu de $\sin x$..... etc., lisez

$$\sin x = \frac{2(a+D+l)}{C} - 1$$

— 49, formule (12), 0,003505, lisez 0,003405.

— 54, ligne 8, p (14), lisez p' (13).

— 65, 1re formule, V, lisez v.

— 91, ligne 9, les pl. IV et V, lisez pl. IV, fig. 5 à 10.

The Hopkins Library
presented to the
Leland Stanford Junior University
by Timothy Hopkins.

CALCULS

SUR LA

SORTIE DE VAPEUR

DANS LES

MACHINES LOCOMOTIVES,

PAR P. JEANNENEY,

INGÉNIEUR CIVIL,

PARIS

LIBRAIRIE SCIENTIFIQUE-INDUSTRIELLE

DE L. MATHIAS (AUGUSTIN),

QUAI MALAQUAIS, 15.

1841

Recat 15

FAUTES

ESSENTIELLES A CORRIGER.

Page 21, 4e ligne avant-

— 24, 2e colonne
tour

A.781

LIBRAIRIE SCIENTIQUE-INDUSTRIELLE

DE L. MATHIAS (Augustin),

QUAI MALAQUAIS, 15.

OUVRAGES NOUVELLEMENT PUBLIÉS.

MARTIN (Emile), ingénieur. PONT DE CUBZAC, dessins et description des piliers en fonte. In-fol. 6 pl. 7 fr. 50 c.

JEANNENEY, ingénieur civil, ancien élève de l'école centrale. CALCULS SUR LA SORTIE DE VAPEUR DANS LES MACHINES LOCOMOTIVES. 1 vol. in-8°, avec planches, 1841. 5 fr.

NADAULT DE BUFFON (M.), ingénieur des ponts et chaussées, etc. DES USINES SUR LES COURS D'EAU, développements sur les lois et règlements qui régissent cette matière; à l'usage des fonctionnaires de l'ordre administratif et de l'ordre judiciaire, des ingénieurs, des avocats, architectes et experts, des propriétaires d'usines et des propriétaires riverains. 2 vol. in-8°, 1841. 15 fr.

LAISNÉ (G.), capitaine au corps royal du génie. AIDE-MÉMOIRE PORTATIF, à l'usage des officiers du génie, publié avec l'autorisation de M. le ministre de la guerre, qui a décerné à l'auteur un prix d'encouragement, d'après l'avis du comité des fortifications. Seconde édition, revue, corrigée et augmentée. 1 vol. in-12, avec planches, 1841. 12 fr.

RAVINET (Th.), chef au ministère des travaux publics, auteur du *Dictionnaire hydrographique de la France*. CODES DES PONTS ET CHAUSSÉES ET DES MINES, ou collection complète des lois, arrêtés, décrets, ordonnances, règlements et circulaires concernant le service des ponts et chaussées et des mines, jusqu'au 1er août 1840. Deuxième supplément, tom. 7 et 8, 1841. 17 fr.

BREES (S.-C.), ingénieur. SCIENCE PRATIQUE DES CHEMINS DE FER. Collection des plans de travaux publics exécutés par les plus célèbres ingénieurs, contenant la description des tunnels, — ponts au dessus et au dessous de canaux, — chemins de fer, — grandes routes, — chemins ordinaires et chemins d'exploitation, — aqueducs et murs de soutènement; — stations couvertes, — grues, plates-formes tournantes, — gares d'évitement sur le chemin de fer de Londres à Birmingham, — de Bristol à Greenwich, — de Birmingham au chemin de Liverpool à Manchester, — de Leeds à Selby, — de Slamannan, etc., etc.; le canal de grande jonction et le beau pont-canal de Lancaster, au dessus de la rivière la Lune; traduit de l'anglais par M. SOMERSET-IRVINE, professeur au collége de Liége. — La traduction des termes techniques et la réduction des mesures sont dues à un ingénieur des ponts et chaussées. 1 vol. in-4°, avec atlas de 75 planches in-folio. 32 fr.

JOBARD (J.-B.-A.-M.), commissaire du gouvernement belge à **Paris.** RAPPORT SUR L'EXPOSITION DE L'INDUSTRIE FRANÇAISE DE 1839. Tome 1er, 1 vol. grand in-8°, 1841. 8 fr.

GUYOT (le docteur J.). DE LA TÉLÉGRAPHIE DE JOUR ET DE NUIT. 1 vol. in-8°, avec 3 grandes planches, 1841. 7 fr.

BLANQUI, membre de l'Institut. ALGÉRIE, rapport sur la situation économique de nos possessions dans le nord de l'Afrique, lu à l'Académie des Sciences morales et politiques dans les séances des 16, 23 et 30 novembre, 7 et 15 décembre 1839. In-8°, 1840. 2 fr. 75 c.

— LA CORSE. Rapport sur son état économique et moral en 1838, lu à l'Académie des Sciences morales et politiques dans les séances des 18 et 27 oct., 10 et 17 nov., 8 et 22 déc. 1838. Grand in-8°, 1841. 3 fr. 75 c.

AZAIS. EXPLICATION DES PUITS ARTÉSIENS. In-8, 1841. 50 c.

BOUCHERIE (M. A.), docteur-médecin. MÉMOIRE SUR LA CONSERVATION DES BOIS. In-8°, 1841. 1 fr. 50 c.

LIEBIG (Justus). CHIMIE ORGANIQUE appliquée à la physiologie végétale et à l'agriculture, suivie d'un essai de toxicologie, traduction faite sur les manuscrits de l'auteur par Charles Gerhardi. 1 vol. in-8°, 1841. 7 fr. 50 c.

JACQUEMIN (Émile), professeur d'histoire naturelle, etc., etc. MÉMOIRE SUR L'EAU DE SELTERS OU DE SELTZ NATURELLE, sa source dans le duché de Nassau, sa supériorité sur l'eau de Selters factice, sa composition chimique, ses vertus curatives et hygiéniques. In-8°, 1841. 1 fr. 50 c.

HOEFER (Ferd.), docteur en médecine de la Faculté de Paris, etc., etc. ÉLÉMENTS DE CHIMIE MINÉRALE, précédés d'un abrégé de l'histoire de la science, suivis d'un exposé des éléments de chimie organique, *ouvrage dans lequel les corps sont classés par familles naturelles.* 1 fort vol. in-8°, 1841. 7 fr. 50 c.

HOTESSIER (S.), propriétaire à la Guadeloupe, membre de la Société géologique de France. NOTICE SUR LES AMÉLIORATIONS A INTRODUIRE DANS LA FABRICATION DU SUCRE EXOTIQUE. Brochure in-8°, 1841. 1 fr. 50 c.

COLIN (M.), professeur à l'école militaire de Saint-Cyr. COURS DE CHIMIE, à l'usage de MM. les élèves de l'École militaire de Saint-Cyr. 1 vol. in-8°, avec planches, 1841. 8 fr.

LENOIR. Calculs faits à l'usage des industriels en général, et spécialement des mécaniciens, charpentiers, pompiers, serruriers, chaudronniers, tôleurs, etc., *contenant plus de* 80 *tables divisées en* 8 *sections* : 1° *Tables arithmétiques;* — 2° *de conversion;* — 3° *Physiques;* — 4° *Mécaniques;* — 5° *Frottements, résistances;* 6° — *Cubage des métaux;* 7° *Cubage des bois;* — 8° *Commerciales;* 2e édition, revue et entièrement refondue par MM. Grouvelle et Championnière, ingénieurs civils, 1 vol. in-12, 1841. 4 fr. 50 c.

Extrait du Catalogue général.

FLACHAT, EUGÈNE ET PETIET. GUIDE DU MÉCANICIEN-CONDUCTEUR DE MACHINES LOCOMOTIVES, contenant les notions théoriques et pratiques sur la construction, l'entretien et la conduite des machines locomotives, etc., terminé par des considérations sur la vapeur, l'avance du tiroir, la résistance produite par le tuyau d'échappement; sur le tirage et le passage de l'air nécessaire à la combustion à travers la grille, les tubes de flamme et la cheminée. 1 fort vol. in-12, avec planches, cartonné, 1840. 12 fr.

GROUVELLE ET JAUNEZ. GUIDE DU CHAUFFEUR ET DU PROPRIÉTAIRE DE MACHINES A VAPEUR, ou Essai sur l'établissement, la conduite et l'entretien des machines à vapeur, et particulièrement de celles dites de Woolf à moyenne pression; précédé de principes pratiques sur la construction et le service des fourneaux, et les moyens d'utiliser leur chaleur perdue; suivi d'observations sur l'utilité comparative des principaux systèmes de machines à vapeur, et de quelques moteurs. 2e édition, revue et augmentée par Ph. Grouvelle, ingénieur civil. 1 vol. in-8°, et atlas, 1840. 10 fr.

ARMENGAUD AINÉ ET ARMENGAUD JEUNE (Ch.). L'INDUSTRIE DES CHEMINS DE FER, ou dessins et descriptions des principales machines locomotives, des fourgons d'approvisionnement, wagons de transport et de terrassement, voitures, diligences, rails, supports, plates-formes mobiles, aiguilles, machines accessoires, etc., en usage sur les routes en fer de France, d'Angleterre, d'Allemagne et de Belgique, etc., etc.; publiée sous les auspices de M. le ministre du commerce et des travaux publics; représentant avec les plus grands détails les locomotives *la Jakson*, *le Tayleur*, *la Victorieuse* et *la Seine*; divers systèmes employés sur les chemins de fer de Saint-Germain et de Versailles. 1 vol. in-4°, avec un très bel atlas de 40 pl. sur demi-aigle, 1839. 60 fr.

Toutes les planches se vendent séparément. Prix de chaque. 2 fr.

ETZEL (Carl), ingénieur. NOTICE SUR LA DISPOSITION DES GRANDS CHANTIERS DE TERRASSEMENT. Brochure in-4°, avec 26 planches sur demi-grand-aigle, 1839. 12 fr.

Tous les dessins cotés dans toutes leurs parties.

EDMOND TEISSERENC, ancien élève de l'École polytechnique. LES TRAVAUX PUBLICS ET LES CHEMINS DE FER EN FRANCE. 1 vol. in-8°, 1840. 8 fr.

Extrait de la table des matières :

Première partie : TRAVAUX PUBLICS EN BELGIQUE. — Routes de l'État. — Routes provinciales. — Lignes de navigation naturelles ou artificielles. — Chemins de fer. — Action extérieure, système des concessions.

Deuxième partie : CHEMINS DE FER EN FRANCE. — Législations étrangères. — Dépense utile par kilomètre. — Crise industrielle. — Révision du

cahier des charges. — Rattachement des lignes. — Les dépenses occasionnées en Angleterre, en France et en Belgique, pour la construction et l'entretien des voies de communication. — De quelques considérations politiques qui doivent décider la France au prompt établissement des chemins de fer. — *Notes.* — Des accidents sur les chemins de fer, et des moyens les plus propres à les prévenir. — Plans inclinés. — Système des courbes à petits rayons, dit *système Laignel.* — Règlement des chemins de fer belges. — De l'extraction des houilles; accidents auxquels elles ont donné lieu.

G. TELL POUSSIN, ex-major du génie américain, et aide-de-camp du général Bernard. EXAMEN COMPARATIF DE LA QUESTION DES CHEMINS DE FER EN 1839, en France et à l'étranger, et de l'intervention du gouvernement dans la direction et l'exécution des travaux. 1 vol. in-8°. 3 fr. 50 c.

— NOTICE SUR LES CHEMINS DE FER ANGLAIS, ou Résumé analytique des principaux renseignements contenus dans les publications officielles du parlement en 1839, et traitant : de l'organisation financière des compagnies; de la construction des railways; de leur prix d'établissement; de leur administration; des moyens et des dépenses d'exploitation; du mouvement et des revenus; des voyageurs; du montant de la taxe prélevée par l'État. In-8°, 1840. 3 fr.

A. ANGILIS, membre de la chambre des représentants, et **CH. VANDAMME**, commissaire d'arrondissement. LÉGISLATION DES CHEMINS PUBLICS DITS VICINAUX, ou Recueil des lois, ordonnances et règlements émanés sur cette matière depuis 1305 jusqu'à nos jours, avec des notes et observations résumant cette législation. 1 vol. in-8°, 1840. 7 fr.

PEYRET LALLIER. NOUVEAU SYSTÈME DE CHEMINS DE FER AUTOMOTEURS. In-8°, 1840. 1 fr. 50 c.

WALTER, ex-officier d'artillerie, ancien directeur des hauts-fourneaux, forges et ateliers de construction, ingénieur civil, professeur à l'École centrale des arts et manufactures, etc., etc., et **LEBLANC** professeur au Conservatoire des arts et métiers, et conservateur des collections, etc., etc. MÉTALLURGIE PRATIQUE DU FER, ou Atlas de machines, appareils et outils actuellement employés dans la fabrication de la fonte et du fer, avec un texte méthodique relatif à la conduite et aux résultats des opérations, renfermant tous les détails nécessaires pour exécuter les constructions. 1 vol. in-4° et atlas in-folio de 66 planches gravées avec le plus grand soin, 1838. 140 fr.

RICHARD (T.), ingénieur des forges et usines métallurgiques, spécialement chargé, pendant les années 1832 à 1836, des essais tendant au perfectionnement des forges du département de l'Ariége. ÉTUDES SUR L'ART D'EXTRAIRE IMMÉDIATEMENT LE FER DE SES MINERAIS, sans convertir le métal en fonte. 1 vol. in-4°, rempli de tableaux, avec un atlas in-folio demi-colombier, 1838. 30 fr.

Le texte seul sans l'atlas. 18 fr.

CALCULS

SUR LA

SORTIE DE VAPEUR

DANS LES

MACHINES LOCOMOTIVES.

BASES DU CALCUL.

1. Dans toute machine, il y a deux calculs à faire pour arriver à donner dans une formule la loi de son mouvement : ces deux calculs sont ceux du travail moteur et du travail résistant.

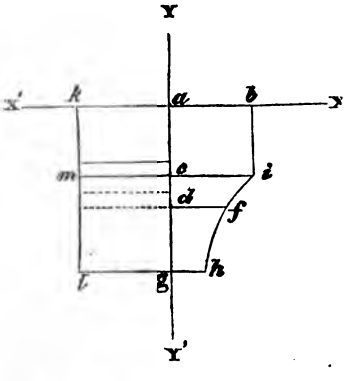
2. *Calcul du travail moteur par la pression et la vitesse.* — Le calcul du travail moteur dans une machine locomotive a pu jusqu'à présent être fait de la même manière que dans toutes les autres machines à vapeur, et se trouve même être ici plus simple : car, la détente n'étant pas utilisée, le travail moteur est représenté par le produit des trois quantités suivantes : la surface des deux pistons en pouces, la pression par pouce carré, et la vitesse en pieds par minute. Le chiffre obtenu ainsi n'est autre chose que le produit d'une pression par un chemin parcouru, et l'unité de ce nombre est une livre élevée à un pied de hauteur. Pour avoir le travail en chevaux, on divise ce produit par 33,000, qui est le nombre de livres qu'un cheval de la force supposée peut élever à un pied de hauteur par minute.

La vitesse est égale à celle du train multipliée par le rapport du double de la course du piston à la circonférence de la roue.

Dans une disposition que nous présenterons plus loin, ce calcul, non plus que celui de la détente, ne serait pas suffisant pour déterminer le travail moteur.

3. *Calcul du travail moteur par le poids d'eau évaporée.* — La méthode précédente de calcul est la plus usitée; mais il en est une autre qui est préférable et beaucoup plus générale, en ce qu'on y tient compte du pouvoir de vaporisation, qui est la source et le véritable élément de puissance dynamique. Voyons comment, pour une machine à vapeur quelconque, on peut y avoir égard pour évaluer le travail.

Pour rendre la formule plus générale, nous y introduirons la pression contraire, qui résulte, ou de l'atmosphère, ou de celle qu'un vide incomplet occasionne dans le condenseur, et nous supposerons en outre que la machine est à détente.



Soit *aklg* le cylindre, et *cm* la position du piston lorsqu'on ferme l'entrée de vapeur. Appelons aussi

P' la pression sur toute la surface du piston;

l la longueur *ac* de la course à pleine vapeur;

L la longueur totale *ag* de la course;

φ le poids de la vapeur dépensée par seconde.

Si sur la ligne XX' on porte *ab* égal à P', le travail pendant la course à pleine vapeur, étant égal à P'*l*, sera représenté par la surface du parallélogramme *acib*, qui est $ab \times ac = P'l$.

De *c* en *g* les pressions, allant en décroissant, pourront être représentées, aux différents points de la course, par les

ordonnées d'une courbe *ih*, et la surface *cigh* représentera le travail moteur produit par la détente, de même que la surface *aboi* représente celui qui résulte de la pleine vapeur. Pour avoir l'équation de cette courbe, on supposera que les pressions dans le cylindre sont en raison inverse des volumes; ce qui n'est pas tout à fait exact, attendu que la température de la vapeur diminue avec la pression. Pour obtenir la pression *df* en un point quelconque *d* de la course, on aura alors $ab : df :: ad : ac$. Les lignes XX' et YY', étant prises pour axes de la courbe *df* et *ad*, seront les coordonnées du point *f*, que nous désignerons par x et y, et on aura par là

$$xy = ab \times ac.$$

Cette équation est celle d'une hyperbole, et on sait qu'une portion quelconque de surface *cihg* comprise entre une des branches de cette courbe et son axe est égale à

$$2{,}3026\left(\log \frac{ag}{ac}\right) \times ab \times ac, \text{ ou à } 2{,}3026\left(\log \frac{L}{l}\right) P'l.$$

Telle est donc l'expression du travail dû à la détente. En l'ajoutant à celui qui est produit par la pleine vapeur, retranchant celui qui résulte d'une pression contraire F', multipliant par le nombre n de cylindrées par seconde, et exprimant le tout en chevaux, on a pour le travail, par seconde,

$$T^m = \frac{60nP'l\left(1 + 2{,}3026 \log \frac{L}{l}\right) - 60nLF'}{33000}.$$

Soit S la surface du piston en pieds carrés, et P'' et F'' les pressions aussi par pied carré, on aura $P' = SP''$ et $F' = SF''$. Introduisant ces valeurs dans la formule ci-dessus, elle peut être mise sous la forme

$$T^m = \frac{60nSlP''\left(1 + 2{,}3026 \log \frac{L}{l}\right)}{33000} - \frac{60nS/LF''}{33000l}.$$

Or nSl est le volume de vapeur dépensé par seconde, et, en

le multipliant par le poids q d'un pied cube, on aura pour le poids de cette même vapeur

$$\varphi = nSlq.$$

La formule dont nous nous servons pour déterminer q, et que nous démontrerons plus loin, est

$$q = \frac{0{,}003405\,P}{(1+a\tau)}.$$

Dans cette formule τ est la température de la vapeur au dessus de 32°, a est égal à 0,00208, et P est la pression par pouce carré ou $\frac{P''}{144}$.

En substituant cette valeur de q dans celle de φ, on trouve

$$nSl = \frac{144\,\varphi\,(1+a\tau)}{0{,}003405\,P''}.$$

Enfin, en introduisant cette dernière dans l'expression de T^m ci-dessus, et appelant α le rapport $\frac{L}{l}$, on trouve en définitive

$$(1) \qquad T^m = 76{,}89\,\varphi(1+a\tau)\left(\frac{P-\alpha F}{P} + 2{,}3026\,\log\alpha\right).$$

Dans le cas d'une machine sans détente L sera supposé égal à l, α sera égal à 1, et log 1 étant 0, on aura

$$(2) \qquad T^m = 76{,}89\,\varphi\,(1+a\tau)\left(\frac{P-F}{P}\right).$$

Si le vide avait lieu derrière le piston, F serait égal à 0, et on aurait

$$(2\ bis.) \qquad T^m = 76{,}89\,\varphi\,(1+a\tau).$$

Nous aurons plus loin occasion d'appliquer ces dernières formules.

4. Comment s'établit la vitesse. — Il y a entre les machines fixes et les machines locomotives une différence remarquable : c'est que, dans les premières, on diminue la production

de vapeur lorsque la résistance est moindre qu'à l'ordinaire; tandis que, dans les dernières, on profite généralement de la diminution de résistance pour augmenter la vitesse en dépensant à peu près la même quantité de vapeur. Ainsi, supposons que, la machine commençant à se mouvoir, on connaisse, d'un côté, l'effort de traction, que nous regarderons comme constant à toutes les vitesses, et, de l'autre, la puissance de vaporisation, aussi constante. Pour une certaine vitesse de marche, on pourra calculer le nombre des cylindrées de vapeur dépensées par seconde, et le poids de cette quantité de vapeur devra être égal à celui de l'eau évaporée dans le même temps, ce qui permet de déterminer la densité, et, par là, la pression de la vapeur. S'il se trouve que cette pression soit plus grande que la résistance, la vitesse tendra à augmenter jusqu'à ce que la pression, calculée d'après cette vitesse, comme nous venons de le dire, soit égale à la résistance. C'est ainsi que, dans toute machine à vapeur, s'établit l'équilibre entre le travail moteur et le travail résistant; et, cet équilibre une fois établi, le mouvement reste régulier tant que la production de vapeur et la résistance restent les mêmes.

5. *Définition du travail résistant.* — L'évaluation du travail résistant est, dans toute machine, une opération compliquée, et dont la plus grande partie ne peut généralement être déduite que de l'expérience. C'est ainsi que dans un laminoir, une filature, et bien d'autres usines, aucune des forces n'est connue *à priori*. Dans d'autres cas plus rares, au contraire, une grande partie de ces forces, et ce sont toujours celles qui correspondent à l'effet utile, sont des données : telles sont les pompes, les grues, et toutes les machines à élever des poids.

La définition seule du travail résistant doit suffire pour donner une idée des difficultés que présente son analyse exacte.

Le travail résistant pendant un certain espace de temps est la somme des produits séparés de toutes les forces agissant sur les points en mouvement, par les espaces qu'ont parcourus

exact. La première varie de 14 à 15.5 *lbs.* par pouce carré, et on prend en moyenne 14.7.

9. La seconde a une double influence correspondant l'une à la pente qu'affectent les rails, et l'autre au poids mort de la locomotive et du tender, dont l'effet nuisible croît, sous le rapport seul de la gravité, en raison inverse du poids remorqué.

10. Les résistances du train, qui comprennent les frottements à la jante et à l'essieu, et auxquelles on pourrait ajouter les frottements dans les courbes, doivent être évaluées séparément: car la première est constante quand la voie reste dans le même état, et la seconde varie avec le rapport du diamètre de la roue à celui de l'essieu. En connaissant le coefficient de chacun de ces frottements, on pourra alors savoir d'avance de combien la résistance est diminuée quand on emploie des roues d'un plus grand diamètre, et combien on peut perdre en augmentant les essieux.

11. Les résistances inhérentes au mécanisme doivent aussi être divisées en deux parties: l'une constante, représentée par la force qu'il faut exercer pour faire marcher la machine à vide, et l'autre qui est proportionnelle à l'effort de traction qu'elle exerce.

12. La résistance de l'air est une de celles qu'il est le plus difficile de déterminer d'avance; elle doit varier avec la vitesse du train, les surfaces de tête, les surfaces latérales, l'intervalle entre les voitures, la direction et la vitesse du vent, et même dans un rapport assez étendu avec la température de l'air et la pression barométrique. Nous avons cherché à nous rendre compte de ces différentes influences en prenant pour point de départ les expériences de Borda et Hutton faites sur de petites surfaces. Les résultats auxquels nous sommes arrivé, tout en ayant besoin d'être contrôlés par des expériences directes, ou faites sur une plus grande échelle, peuvent néanmoins servir de termes de comparaison. En résumé, nous

avons trouvé que, pour des vitesses ordinaires de vent de 5 à 10 pieds par seconde, la résistance latérale était plus grande que celle de tête dans des rapports variant du double au triple. Cette résistance est nulle lorsque le convoi se meut dans un air tranquille. Quant à la direction du vent, elle est moins importante qu'il ne le semble de prime abord. A moins de la supposer tout à fait parallèle à celle du train, et agissant dans le même sens, ou d'admettre des vitesses de vent qui ne se réalisent presque jamais, elle ne peut jamais produire un effet utile; son influence pour des mêmes vitesses est même assez peu importante.

RÉSISTANCES DUES A LA SORTIE DE VAPEUR. THÉORÈMES GÉOMÉTRIQUES.

13. Les variations de pression qui ont lieu à l'entrée et à la sortie de vapeur se rattachent à l'hydrodynamique des fluides, branche de la physique que les savants ont peu étudiée jusqu'à présent. Elles dépendent aussi du mouvement varié du piston et des tiroirs, que l'on peut définir et étudier à l'aide seule de la géométrie. Occupons-nous d'abord de cette dernière question.

14. *Mouvement des tiroirs sans recouvrement ni découvrement.* — Considérée à son point de vue le plus simple, la distribution par les tiroirs se fait de la manière suivante :

A est une chambre de vapeur communiquant avec la chaudière par l'ouverture *o*; *e* est l'orifice d'un conduit qui aboutit au tube d'échappement dans la cheminée, sans avoir de communication avec la chambre de vapeur.

V est le tiroir dont la concavité inférieure communique seulement avec le conduit *e*, et est isolée par des parois latérales de la chambre de vapeur; *t* et *t'* sont des conduits aboutissant alternativement à la chambre de vapeur et à l'échappement.

bielle. Supposons maintenant que la manivelle fasse un quart de tour et occupe la position oa', la distance correspondante du piston à l'extrémité de la course s'obtiendra en décrivant du point a', comme centre, avec la longueur de la bielle pour rayon, un arc de cercle dont l'intersection b' avec la ligne bo donnera le point cherché.

La ligne $b'o$ étant plus petite que $b'a'$, et do étant égale à la longueur de la bielle, on voit de suite que le piston ne sera pas au milieu de sa course quand la manivelle sera verticale.

Soit maintenant oa'' une position de la manivelle sous un angle quelconque, et b'' la position correspondante du piston, on aura

$$bb'' = ba + ao - b''o.$$

Or, dans le triangle $b''a''o$, l'angle $a''oa$, que nous désignerons par β, est donné; $b''a''$ est la longueur de la bielle, et $a''o$ celle de la manivelle; d'où il résulte qu'on connaît dans ce triangle deux côtés, et un angle opposé à l'un d'eux. La valeur du troisième côté peut alors être déterminée par la formule suivante :

$$b''o = a''o \times \cos\beta - \sqrt{\overline{b''a''}^2 - \overline{a''o}^2 \sin^2\beta}.$$

En introduisant cette valeur de $b''o$ dans la première équation, et désignant par L et R les longueurs de la bielle et de la manivelle, on aura pour la course cherchée :

$$(3) \qquad bb'' = L + R(1 - \cos\beta) - \sqrt{L^2 - R^2 \sin^2\beta}$$

Si on suppose R infiniment petit par rapport à L, la quantité qui est sous le radical se réduit à L^2, et la valeur de bb'' à $R - R\cos\beta$.

L'angle hoa''' étant pris égal à β, on aura $hf = ca$, et ces deux lignes sont toutes deux égales à $R - R\cos\beta$; ainsi, pour une bielle excessivement longue, on pourrait admettre que les vitesses du piston, avant et après le milieu de la course, sont symétriques.

17. Afin de rendre plus sensibles les irrégularités de marche

du piston dans les deux parties de la course, celle qui est la plus rapprochée et celle qui est la plus éloignée de l'axe, nous avons représenté ses accroissements de vitesse au moyen des ordonnées de deux courbes CD et EF (pl. I, fig. 1), dont l'une correspond au cas d'une bielle de longueur infinie, et l'autre au cas où cette longueur est déterminée.

Dans cette figure, la bielle a cinq fois la longueur de la manivelle, ce qui est le rapport généralement usité dans les machines locomotives, et le rayon de la manivelle est de 9 pouces.

Les bases CG et EH ont des longueurs quelconques, mais égales entre elles, et sont divisées en un même nombre de parties représentant chacune un arc de 5 degrés. La demi-circonférence $aa'b'h$ est aussi divisée en un même nombre de parties que les lignes CG et EH; les ordonnées de ces courbes représentent les chemins parcourus par le piston pour des angles de la manivelle mesurés par la longueur de l'abscisse correspondante. Dans la première CD, les ordonnées ont été calculées au moyen de la formule (3), et dans la seconde EF, en supposant les avances égales à R—R cosβ.

18. *Relation entre les positions du piston et du tiroir sans recouvrement ni découvrement.* — Pour calculer les chemins parcourus par la tige des tiroirs pour différentes inclinaisons de la manivelle d'excentrique, on peut, sans erreur sensible, admettre que leur mouvement est symétrique par rapport au milieu de la course, attendu que, le rapport de la longueur de la bielle au rayon d'excentricité étant toujours très considérable, le tiroir ne sera pas éloigné de plus de $\frac{1}{8}$ de ligne du milieu de la course lorsque sa manivelle sera verticale, ainsi que cela a été calculé.

Soit alors loa' un angle quelconque formé par la manivelle d'excentrique avec la verticale : l'avance du tiroir, en supposant que ah représente sa course, sera égale à om ; et en appelant r le rayon d'excentricité, on aura $om = r \sin loa'$. Ainsi, dans la courbe IKL (pl. I, fig. 1), construite pour représenter les accroissements de vitesse des tiroirs, les abscisses,

que nous avons cotées en supposant le rayon égal à 1, représentent simplement les sinus des angles successifs de 0 à 90°.

Si l'on admet maintenant, ainsi que nous l'avons fait plus haut, que la largeur de la bride est égale à celle des tiroirs; que la bride, dans ses mouvements, ne dépasse pas les bords de l'orifice, et que les deux manivelles sont calées à angle droit, rien ne sera plus facile que de déterminer, pour des angles donnés, de combien les lumières sont ouvertes. D'après ces suppositions, en effet, le milieu de la course se trouve situé au point a pour l'entrée, et au point a' pour la sortie (fig. 1), et la largeur ab de l'orifice est égale à la moitié de la course du tiroir. Pour un angle de 5°, par exemple, parcouru par la manivelle d'excentrique à partir de la verticale, le chemin parcouru par l'angle a de la bride sera ab sin 5°, ou $ab \times 0{,}0872$.

Le chemin qu'aura parcouru le piston pendant ce temps sera (courbe CG), pour une course de 18 pouces, 0,0414; après 10 degrés, la lumière sera ouverte de $ab \times 0{,}1736$, et le piston aura parcouru 0,1638; et ainsi de suite.

19. *Pourquoi la marche précédente n'est pas appliquée.* — Pour un angle donné de la manivelle du piston avec l'horizon, on pourrait donc trouver facilement l'ouverture des lumières et la distance à l'extrémité de la course si la distribution avait lieu en pratique telle que nous l'avons décrite; mais on a trouvé qu'il y avait avantage, pour diminuer la résistance que la vapeur comprimée exerce sur le piston lorsque sa vitesse change de direction, à donner issue à une partie de cette vapeur avant l'instant où commence le mouvement rétrograde, et on ne peut arriver à ce résultat qu'en ouvrant la lumière de sortie avant que le piston ait atteint l'extrémité de sa course. Cette première condition à remplir conduit d'abord à modifier l'angle de calage des deux manivelles.

En second lieu, les brides du tiroir sont ordinairement plus larges que les ouvertures des lumières, et la course plus grande que la largeur de la bride augmentée de celle de l'orifice : d'où

il résulte que les angles des brides dépassent les bords des lumières, en donnant lieu ainsi à des découvrements.

L'avance qui a lieu du côté de l'entrée de vapeur est généralement égale à celle du côté de la sortie, sans qu'il en résulte un grand inconvénient, attendu que ces avances ont été jusqu'à présent peu considérables. Mais si on voulait donner une plus grande extension à celle de sortie, il serait nécessaire d'établir entre elles une certaine différence.

Pour être à même de prévoir d'avance les effets de ces différents arrangements, nous allons déterminer de nouveau les relations de position qui existent entre le piston et les tiroirs, en nous plaçant, pour cela, à un point de vue plus général.

20. *Mouvement des tiroirs avec recouvrement, découvrement et avances.* — Sur une ligne horizontale LM (pl. II), que nous supposerons être la projection du plan de glissement des tiroirs, portons à distances voulues les largeurs *bt* et *ce* des lumières, et admettons qu'au commencement du mouvement que nous allons considérer, le piston se trouve à l'extrémité A du cylindre. En nous donnant pour avances *ci* du côté de l'échappement, et *bs* du côté de l'entrée de vapeur, il faudra que la longueur du tiroir soit telle, que, posé sur les lumières d'une manière quelconque, la différence des ouvertures d'entrée et de sortie soit égale à celle des lignes *bs* et *ci*. On voit donc déjà qu'à des avances déterminées correspondent de certaines longueurs de tiroirs, et que, sans changer ceux-ci, on ne pourra, par aucun règlement, augmenter ou diminuer une des avances sans augmenter ou diminuer l'autre de la même quantité.

Nous avons dit que, lorsque le tiroir occupait, par rapport aux lumières, la position TT′, le piston était, à la fin de sa course, du côté A. Le mouvement de déplacement devra donc se faire dans le sens V, et il continuera à être tel jusqu'à ce que le point *s* soit arrivé au bord *t* de la lumière, ou l'ait dépassé d'une petite quantité que nous supposerons égale à *tr*. Le point *i* aura parcouru pendant ce temps le même espace

que le point s, et g étant l'extrémité de sa course, on aura

$$sr = gi.$$

Le tiroir ayant atteint les limites r et g de sa course, le sens du mouvement devra changer, et les brides devront, à l'extrémité de la course du piston, couvrir les lignes lm et kn, en occupant ainsi une position symétrique à celle indiquée dans la figure. Il continuera ensuite à se mouvoir dans le même sens, tandis que le piston commencera sa marche rétrograde jusqu'à ce que le point f de la bride soit arrivé en h à une distance eh du bord de la lumière égale à celle tr. Pendant que le point f a parcouru nh, le point z s'est avancé de lp, et les deux brides, étant arrivées à l'extrémité de leur course, occuperont les positions hy et pu. Ainsi les points u et y sont les extrémités de la course dont les deux autres limites r et g ont déjà été déterminées.

Pour présenter cette marche plus clairement, on a indiqué dans la pl. IV, fig. 1, 2, 3, 4, les quatre positions principales du tiroir, dont deux correspondent aux extrémités de sa propre course, et les deux autres aux extrémités de celle du piston.

21. *Longueur de la course du tiroir.* — Dans la course que nous venons de faire parcourir au tiroir, pu représente la largeur de la bride, et ph et tr sont les découvrements, c'est à dire les quantités dont les angles du tiroir dépassent à droite et à gauche les bords des lumières. En faisant la somme de ces quatre lignes, on a la longueur de la course, qui se trouve être ainsi égale à la largeur de l'orifice des lumières, plus celle de la bride, plus les deux découvrements.

22. [illegible] — Nous avons vu plus haut que [illegible] était, par construction, égal à [illegible] ; si on représente

[illegible]

[illegible]

et que l'on égale ces deux dernières valeurs, on en tirera, après avoir retranché de part et d'autre bt, qui est égale à ce,

$$eg - rt = ci - bs$$

ce qui indique que la différence entre les avances est égale à la différence entre les découvrements.

23. *L'angle de calage doit être aigu pour qu'il y ait avance; lorsqu'il est droit, il y a nécessairement retard.*

Pour plus de simplicité, nous désignerons désormais par les lettres suivantes les quantités que nous aurons le plus souvent à rappeler :

l Largeur de la bride du tiroir.
h Largeur de l'orifice des lumières.
D Grand découvrement.
d Petit découvrement.
A Avance du côté de l'échappement.
a Avance du côté de l'entrée de vapeur.
C Course du tiroir.

Soit maintenant a le milieu de la course $u\,r$; ce point, dans la figure, tombant en dehors de la bride, on voit que le tiroir, marchant dans le sens V, devra avoir dépassé la moitié de sa course lorsque le piston aura atteint l'extrémité de la sienne. Démontrons qu'il devra toujours en être ainsi, et pour cela voyons s'il est possible que le milieu de la course tombe au point s, où se trouve le bord du tiroir lorsque le piston a atteint l'extrémité du cylindre.

En supposant qu'il y ait avance du côté de l'entrée de vapeur, et qu'il ne puisse pas y avoir retard, le point s ne pourra se trouver situé qu'entre b et r. Admettant que cela soit, la distance du point b à un point a', situé entre b et r, représentera l'avance, et elle sera égale à la moitié de la course moins la ligne ub; on aura donc

$$a = \frac{l + b + D + d}{2} - (l + D).$$

En transformant cette équation, et remplaçant $D - d$ par $A - a$, on arrive à la relation suivante :

$$a = h - l - A.$$

Comme $h - l$ ne peut qu'être négatif, ou au plus égal à 0, on voit que pour que a soit positif il faudrait que A fût négatif; ce qui indique qu'il y aurait retard du côté de l'échappement, et c'est ce qu'on a supposé inadmissible.

Donc pour qu'il y ait avance de part et d'autre il faut que l'axe de la course tombe entre u et b, et par conséquent que le tiroir ait dépassé la moitié de sa course lorsque le piston a terminé la sienne; ou, en d'autres termes, que l'angle des deux manivelles ne peut pas être droit, car dans ce cas la moitié de la course produite par l'une correspond à la fin de celle produite par l'autre.

La dernière équation à laquelle nous sommes arrivés démontre encore que, quand dans une machine l'angle des manivelles du piston et de l'excentrique est droit, et que l est plus grand que h, il y aura toujours retard ou des deux côtés à la fois, ou seulement pour la sortie : car, en supposant même que a soit égal à 0, il faudra, puisque $h - l$ est négatif, que A soit négatif; et en supposant a positif, la valeur négative de A serait encore plus considérable. Le cas le moins désavantageux serait alors de rendre a et A tous deux négatifs, ce qui suppose retard de part et d'autre.

24. *Détermination de l'angle de l'avance.* — Pour déterminer l'angle de l'avance, et en général pour résoudre toute espèce de problème relatif à la marche des tiroirs, on devra connaître d'avance :

1° { Les deux découvrements et une des avances,
ou les deux avances et un des découvrements;

2° La largeur de la bride ;

3° La largeur de la lumière.

Ces données suffiront pour déterminer la course et l'avance ou le découvrement inconnu. (N°ˢ 21 et 22.)

Cherchons d'abord comment on pourra déduire de ces quantités l'angle de l'avance.

Si la course *ur* du tiroir était supposée égale à 1, un chemin quelconque, parcouru à partir de l'axe *ao*, serait le sinus de l'angle que doit faire la manivelle d'excentrique avec la verticale, lorsque le tiroir est arrivé à la position considérée. Pour rapporter le calcul au rayon donné, on divisera simplement le chemin parcouru par le rayon de la manivelle d'excentrique ou par $\frac{C}{2}$.

Le sinus de l'angle de l'avance, c'est-à-dire le sinus de l'angle correspondant à la position qu'occupe le tiroir lorsque le piston est à la fin de sa course et que le tiroir est en TT', sera donc :

$$\sin x = \frac{2 \times as}{C}.$$

Pour remplacer *as* par des quantités connues, on aura

$$as = a + D + l - \frac{C}{2}.$$

En substituant cette quantité dans la première équation, on trouve pour le sinus de l'angle de l'avance

$$\sin x = \frac{2(a + D + l)}{C} - 1. \qquad (4)$$

Lorsque la manivelle de l'excentrique sera calée suivant cet angle avec la verticale, que la distance des brides sera réglée comme nous l'avons indiqué (n° 20), et que la course sera égale à la largeur de la bride, plus celle de la lumière, plus celle des découvrements que l'on a adoptés, il n'y aura plus qu'à régler la longueur de la tige de manière à ce que les découvrements *pb*, *rt*, soient ceux qu'on s'est donnés, et on

sera assuré que les avances auxquelles on veut arriver seront réalisées.

25. *Longueur totale du tiroir.* — La longueur totale *sf* du tiroir pourrait être déterminée en traçant la figure; mais il sera plus commode de pouvoir la calculer.

Pour cela, appelons L la distance *tc* prise sur la machine, et λ la longueur *sf;* on aura

$$\lambda = cz + A + 2l$$
$$cz = L - tz = L - [l - (h - a)].$$

Remplaçant dans la première équation *cz* par sa valeur, on trouve

$$\lambda = L + l + h + A - a. \tag{5}$$

26. *Ouverture d'entrée pour un angle donné de l'excentrique avec la verticale.* — Il est indispensable, pour le calcul de la décroissance des pressions de la vapeur sortant du cylindre, de savoir déterminer quelles sont les ouvertures correspondant à un angle donné de la manivelle d'excentrique avec la verticale. Résolvons d'abord cette question pour le côté de l'entrée de vapeur.

Soit toujours α l'angle de l'excentrique avec la verticale, et *bq* la largeur cherchée; on aura d'abord

$$bq = qa - ab = qa - \left(D + l - \frac{C}{2}\right).$$

D'un autre côté, on sait (n° 25) que le sinus de tout angle formé par l'excentrique avec la verticale est égal au chemin parcouru depuis le milieu de la course divisé par $\frac{C}{2}$; on aura donc encore

$$\sin\alpha = qa \times \frac{2}{C}.$$

Substituant dans la première équation la valeur de *qa*

tirée de la seconde, et mettant X à la place de bq, on aura

$$X = \frac{C}{2}(1 + \sin\alpha) - (l + D). \tag{6}$$

27. ***Ouverture de sortie pour un angle donné de l'excentrique avec la verticale.*** — Pour un même angle α, la valeur de X devra évidemment différer de la largeur de l'ouverture de sortie à l'échappement d'une quantité constante pour tous les cas, et égale à la différence des avances. On pourrait donc calculer ainsi ces dernières largeurs; mais celles de ces ouvertures qui seront plus petites que la différence des avances ne pourraient pas être déterminées de cette manière; nous allons donc indiquer comment on pourra les trouver directement.

Soit $Y = cv$ l'ouverture cherchée. Le point v pouvant se trouver placé entre c et d, ou entre d et e, on aura

$$Y = cd \pm dv.$$

On a en outre, dans le cas où le milieu de la course tombe entre c et e,

$$cd = \frac{C}{2} - (l + d);$$

remplaçant cd par sa valeur et dv par celle $\sin\alpha\frac{C}{2}$, on aura

$$Y = \frac{C}{2}(1 \pm \sin\alpha) - (l + d). \tag{7}$$

Dans cette équation, on adoptera le signe — pour les angles précédant la verticale, et le signe + pour ceux qui la dépassent.

Le milieu d de la course pourrait encore tomber entre c et y, comme on en voit un exemple pl. II, fig. 1; mais alors on a

$$cd = l + d - \frac{C}{2} \text{ et } Y = dv - cd.$$

Et en combinant entre elles ces deux dernières équations, on arrive au même résultat que ci-dessus. Dans ce

cas-ci seulement ce sera toujours le signe + qu'il faudra adopter.

28. *Déterminer par épure les ouvertures d'entrée et de sortie.* — Pour trouver sans calcul l'angle de l'avance, et en général tout angle correspondant à une ouverture donnée, on pourra se servir de la courbe *uxr*, semblable à celle IKL. (Pl. I, fig. 1.) Pour la tracer, on aura un patron que l'on placera sur LM, et on choisira l'échelle de proportion du dessin de telle sorte que la course du tiroir, prise sur cette échelle, soit égale à *ur*. On portera sur cette dernière ligne, dans l'ordre indiqué plus haut, les valeurs de *l*, *h*, D, *d*, et *bs* étant pris égal à la petite avance, on élèvera la perpendiculaire *s*D jusqu'à la rencontre de la courbe, puis on mènera la parallèle ED. Admettant maintenant que *xa* soit divisée en 90 parties, le nombre de ces parties renfermées dans la ligne *x*E représentera l'avance en degrés.

De même, pour une ouverture quelconque *bq*, la ligne G*x* indiquera l'angle correspondant, et pour passer de l'angle donné G*x* à l'ouverture *bq*, on n'aura qu'à mener la parallèle GF et à abaisser la perpendiculaire F*q*.

29. *Relation entre l'angle de la manivelle avec l'horizontale et celui de l'excentrique avec la verticale.* — Nous avons vu comment on déterminait la position du piston pour un angle donné de la manivelle avec l'horizontale (n° 16). Nous venons d'indiquer aussi quelles sont les ouvertures des lumières pour des angles donnés de la manivelle d'excentrique avec la verticale; il reste à faire voir comment on pourra déduire ces angles l'un de l'autre au moyen de celui de l'avance, que l'on suppose connu.

Pour cela, faisons parcourir aux deux manivelles une demi-circonférence, et voyons quelles y sont leurs positions intermédiaires respectives.

Soit

x l'angle de l'avance avec la verticale ;

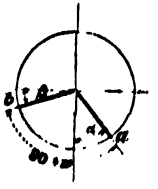
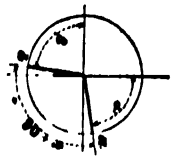
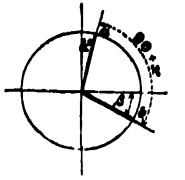
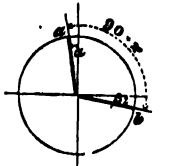
β l'angle de la manivelle avec l'horizontale ;

α l'angle de la manivelle d'excentrique avec la verticale.

Afin que les sinus de ces deux derniers angles puissent toujours être pris directement, nous ne les indiquerons jamais par un nombre de degrés plus grand que 90.

Quelle que soit la position des deux manivelles dans la demi-circonférence parcourue, cette position se classera dans un des quatre cas suivants, pour chacun desquels la relation entre x, β et α, sera exprimée d'une manière particulière.

A.

MANIVELLE DU PISTON AVANT LA VERTICALE.		MANIVELLE DU PISTON PASSÉ LA VERTICALE.	
Manivelle de l'excentrique au dessous de l'horizontale ou $\beta < 90 - x$.	Manivelle de l'excentrique au dessus de l'horizontale ou $\beta > 90 - x$.	Manivelle de l'excentrique avant la verticale ou $x < \beta$.	Manivelle de l'excentrique passé la verticale ou $x > \beta$.
			
$\alpha = \beta + x$.	$\alpha = 180 - (\beta + x)$	$\alpha = \beta - x$.	$\alpha = x - \beta$.

bo représente dans ces figures la manivelle du piston, et *ao* celle de l'excentrique, *o* étant le centre; on a

Dans la première :	$90 + x + \beta = 90 + \alpha$,	d'où $\alpha = \beta + x$;	et $\beta + 90 + x < 180$,	d'où $\beta < 90 - x$.
Dans la deuxième :	$90 + x + \alpha + \beta + 90 = 360$,	$\alpha = 180 - (\beta + x)$;	$\beta + 90 + x > 180$,	$\beta > 90 - x$.
Dans la troisième :	$90 + x - \beta + \alpha = 90$,	$\alpha = \beta - x$;	$90 - \beta + 90 + x < 180$,	$x < \beta$.
Dans la quatrième :	$90 + x = 90 + \alpha + \beta$,	$\alpha = x - \beta$;	$90 - \beta + 90 + x > 180$,	$x > \beta$.

30. *Mécanisme ; marche en avant et en arrière.* — Dans la pratique, les manivelles du piston et de l'excentrique ne sont pas disposées comme nous l'indiquons ci-dessus. Ces deux manivelles (pl. I, fig. 2), au lieu de faire entre elles un angle obtus, font un angle aigu *aod''* tourné en sens inverse. Mais la bielle de l'excentrique, au lieu de conduire directement le tiroir, s'attache à un levier *ee'*, qui change la direction du mouvement et transforme le retard en avance; en sorte que la marche des tiroirs est exactement la même que si le mouvement était communiqué directement, et que les manivelles fussent calées comme nous l'avons indiqué.

La deuxième manivelle d'excentrique *ob* conduit le levier *ee'* dans le cas de la marche en arrière, et pour la marche en avant c'est *od* qui conduit. Il est facile de se rendre compte de la différence de mouvement qui résulte de l'embrayage de l'un ou l'autre des excentriques. Lorsque la bielle *bo* conduit les tiroirs, la machine ne peut en effet que marcher dans le sens de la flèche F' : car, si on la mettait en train dans l'autre sens, le tiroir suivrait la direction de V', le piston celle de *u'*, et la machine marcherait à contre-vapeur. De même, lorsque la bielle *de* est embrayée, l'avance a lieu, et, la vapeur arrivant dans le sens opposé à la résistance, la machine marche en avant. On voit encore, par cette figure, que les deux bielles d'excentrique doivent être d'égale longueur, et les deux manivelles *od*, *ob*, faire des angles égaux avec celle du piston *oa*. Les lignes *oa'*, *ob'* et *od'*, indiquent les positions qu'occupent sur l'arbre la manivelle et les excentriques de l'autre cylindre.

Dans la marche à deux excentriques, l'angle *dob* est celui que devront former entre elles les lignes passant par le milieu des mortaises d'embrayage et le centre de l'arbre coudé. Cette disposition a l'inconvénient de ne permettre qu'une seule avance; tandis qu'avec quatre excentriques, en changeant en même temps les deux angles de calage, on peut faire à volonté correspondre les avances des tiroirs aux vitesses que l'on veut donner à la machine; ce qui, comme nous le verrons plus loin, est une condition essentielle pour obtenir de la vapeur le meilleur effet utile.

angles et ouvertures indiqués dans le tableau ci-dessus, et trouver ainsi très rapidement, et sans avoir recours au calcul, toutes les positions du tiroir pour des angles donnés de la manivelle.

33. ***Position du piston correspondant à certaines positions remarquables du tiroir.*** — Parmi les différentes positions occupées par les tiroirs, il en est quelques unes pour lesquelles il est important de pouvoir déterminer directement la position correspondante occupée par le piston, ce qui ne peut se faire avec les formules (6) et (7) qu'au moyen de transformations.

Dans les calculs suivants, nous désignerons par Δ la distance du piston à l'extrémité de la course, pour une position donnée des tiroirs, et par β l'angle correspondant de la manivelle avec l'horizontale.

34. ***Distance du piston à l'extrémité de la course lorsque la vapeur commence à entrer dans le cylindre.***

Dans cet instant, le point s du tiroir tombe en b, et l'angle de la manivelle d'excentrique avec la verticale sera donné par

$$\sin\alpha' = \frac{2ab}{C} = \frac{2\left(l+D-\frac{C}{2}\right)}{C} = \frac{2(l+D)}{C} - 1.$$

L'angle β de la manivelle correspondant à α' sera compris dans la demi-circonférence qu'elle a parcourue pendant la course qui précède celle que nous considérons. Cela doit paraître évident, puisque le tiroir, dans la position que nous lui supposons, n'est pas encore arrivé à la place qu'il doit occuper lorsque le piston est à la fin de sa course. La manivelle aura, de plus, dépassé la verticale, car le piston est vers la fin de sa course; celle de l'excentrique l'aura dépassé aussi, puisque le le point b (n° 23) doit toujours tomber à droite du milieu de la course. Les deux manivelles seront donc situées comme elles sont indiquées dans la quatrième colonne du tableau A, et on

aura

$$\alpha' = x - \beta \text{ ; d'où } \beta = x - \alpha'.$$

Connaissant l'angle β, on déterminera Δ comme il est indiqué au n. 31, et on aura

$$\Delta = R(1 - \cos\beta).$$

Comme cette formule est la même pour tous les cas suivants, nous ne la répéterons pas, et nous nous bornerons à déterminer β.

35. *Distance du piston à l'extrémité de la course lorsque la vapeur commence à aller à l'échappement.*

Dans ce cas-ci, le bord i du tiroir, n'ayant pas encore atteint la position qu'il doit occuper lorsque le piston est à la fin de sa course, sera transporté en c. Lorsque ce dernier point c tombera à gauche de l'axe de la courbe, cela indiquera que la manivelle de l'excentrique n'a pas encore dépassé la verticale dans l'instant considéré, et on aura alors (table A)

$$\alpha'' = x - \beta \text{ ; d'ou } \beta = x + \alpha''.$$

L'angle α'' sera donné par la formule

$$\sin\alpha'' = \frac{2cd}{C} = \frac{2\left(\frac{C}{2} - l - d\right)}{C} = 1 - \frac{2(l+d)}{C}.$$

Si le point c, au lieu de tomber à gauche, tombait à droite de l'axe, on aurait

$$\sin\alpha'' = \frac{2(l+d)}{C} - 1.$$

Mais alors l'excentrique a dépassé la verticale, et l'on a

$$\alpha'' = x - \beta \text{ ; d'où } \beta = x - \alpha''.$$

Ce dernier cas sera exceptionnel, et on saura qu'il doit avoir lieu lorsqu'on aura $\frac{C}{2} < l + d$.

5. Si d est plus grand que [illegible], et qu'alors le point d tombant entre [illegible], on comptera alors, comme ci-dessus, le signe des deux termes qui donnent la valeur de x'; et l'excentrique, dans ce cas-ci, n'ayant pas encore dépassé la verticale, on aura alors

$$x'' = [illegible] \text{ ou } z = x - x'.$$

58. Il résulte de ce qui précède qu'il n'y a que trois angles x, x et x', dont on ait à calculer les sinus pour arriver aux quatre valeurs de z, que l'on calculera par de simples additions ou soustractions. Nous avons indiqué d'ailleurs (n. 34) comment, connaissant z, on en déduisait [illegible]. Les quatre distances ci-dessus peuvent donc être déterminées sans avoir recours à aucune construction graphique et par des règles fort simples. Nous en donnons ci-dessous le résumé afin d'éviter toute recherche parmi les autres formules dont nous nous sommes servis.

Distance du piston à l'extrémité de sa course lorsque la vapeur commence à entrer dans le cylindre.

N° [illegible].

On aura toujours $z = x - x'$.

Distance du piston à l'extrémité de la course lorsque la vapeur cesse d'entrer dans le cylindre.

N° [illegible].

On aura toujours $z = x + x'$.

Distance du piston à l'extrémité de la course lorsque la vapeur commence à aller à l'échappement.

N° [illegible].

On aura généralement $z = x - x''$.

Dans le cas exceptionnel où $\frac{c}{2} < l - d$

on aura $z = x - x''$.

Distance du piston à l'extrémité de la course lorsque la vapeur cesse d'aller à l'échappement.

N° [illegible].

On aura généralement $z = x - x''$.

Dans le cas exceptionnel où $\frac{c}{2} < l + d$

on aura $z = x - x''$.

Les valeurs de x et x' sont toujours $\begin{cases} \sin x = \frac{[illegible]}{c} - 1. \\ \sin x' = \frac{[illegible]}{c} - 1. \end{cases}$

La valeur de α'' est généralement

$$\sin\alpha'' = 1 - \frac{2(d+l)}{C}.$$

Dans le cas exceptionnel où l'on a $\frac{C}{2} < l+d$, on aura

$$\sin\alpha'' = \frac{2(d+l)}{C} - 1.$$

Dans tous les cas, la distance cherchée Δ sera donnée par

$$\Delta = R\,(1 - \cos\beta).$$

39. En appliquant ces formules à quelques cas particuliers, et en comparant les résultats, on pourra se déterminer plus facilement lorsqu'il s'agira d'assigner à la distribution des dimensions telles, que les instants où la vapeur commence ou cesse d'agir aient lieu en des points convenables de la course du piston. Nous avons indiqué dans le tableau suivant quelques exemples de ces relations; dans la plupart d'entre eux, l'avance du côté de l'échappement a des proportions qui sortent de celles usitées jusqu'à présent, et dont l'emploi ne peut être avantageux que moyennant une disposition que nous indiquerons plus loin.

C. *Différentes distances du piston à l'extrémité de la*

NUMÉROS D'ORDRE.	Grand découvrement D	Petit découvrement d	Largeur des lumières h	Largeur de la bride l	Course du tiroir C	Avance du côté de l'entrée de vapeur a	Avance du côté de l'échappement A	Distance du commence à entrer dans le cylindre β	Distance du commence à entrer dans le cylindre Δ
1	1/2	1/2	13	17	33	0	0	0	0
2	4	1/2	15	16 1/2	36	1/2	4	1°37′	0,00020
3	6	1/2	15	17 1/2	39	1/2	6	1,31	0,00017
4	8	1/2	14	16 1/2	39	1/2	8	1,32	0,00019
5	10	1/2	14	16 1/2	41	1/2	10	1,28	0,00016
6	12	1/2	14	16 1/2	43	1/2	12	1,25	0,00015
7	14	1/2	13	15 1/2	43	1/2	14	1,26	0,00016
8	16	1/2	13	15 1/2	45	1/2	16	1,23	0,00014
9	18	1/2	13	15 1/2	47	1/2	18	1,21	0,00013
10	20	1/2	12	14 1/2	47	1/2	20	1,23	0.00014
11	22	1/2	12	14 1/2	49	1/2	22	1,21	0,00013
12	24	1/2	12	14 1/2	51	1/2	24	1,19	0,00012
13	26	1/2	11	13 1/2	51	1/2	26	1,21	0,00013
14	28	1/2	11	13 1/2	53	1/2	28	1,20	0,00013
15	30	1/2	11	13 1/2	55	1/2	30	1,17	0,00012
16	30	1/2	15	17 1/2	63	1/2	30	1,4	0,00007
17	22	1/2	12	16 1/2	51	1/2	22	1,19	0,00012
18	26	4 1/2	12	14 1/2	57	1/2	22	1,7	0,00009
19	4	1/2	15	16 1/2	56	5,1068	8,6068	17,1	0,02190
20	6	0	14	28	56	0	6	0	0
21	14	0	14	28	56	0	14	0	0
22	22	0	12	22	56	0	22	0	0

course pour les positions remarquables du tiroir.

piston à l'extrémité de la course lorsque la vapeur commence à aller à l'échappement		cesse d'entrer dans le cylindre		cesse d'aller à l'échappement		Longueur totale du tiroir	Angle de l'avance	Angle	Angle
β	Δ	β	Δ	β	Δ	λ	χ	α'	α''
0	0	6°56′	0,0036	6°56′	0,0036	104	3°28′	3°28′	3°28′
12°47′	0,0124	17,35	0,0234	6,25	0,0031	107	9,36	7,59	3,11
17,46	0,0238	25,11	0,0475	8,56	0,0061	110	13,21	11,50	4,25
23,45	0,0423	31,14	0,0725	9,1	0,0062	110	16,23	14,51	7,22
28,19	0,0598	35,30	0,0929	8,39	0,0057	112	18,29	17,1	9,50
32,30	0,0783	39,25	0,1137	8,20	0,0053	114	20,25	19,0	12,5
38,6	0,1065	45,8	0,1473	8,28	0,0054	114	23,17	21,51	14,49
41,46	0,1271	48,33	0,1690	8,10	0,0051	116	24,58	23,35	16,48
45,9	0,1474	51,43	0,1902	7,55	0,0048	118	26,32	25,11	18,37
50,30	0,1820	57,13	0,2293	8,6	0,0050	118	29,18	27,55	21,12
53,30	0,2026	60,1	0,2501	7,52	0,0047	120	30,44	29,20	22,49
56,17	0,2225	62,37	0,2700	7,39	0,0044	122	31,58	30,39	24,19
61,27	0,2640	67,57	0,3123	7,51	0,0047	122	34,39	33,18	26,48
63,57	0,2804	70,16	0,3312	7,39	0,0044	124	35,48	34,28	28,9
66,16	0,2988	72,27	0,3492	7,28	0,0042	126	36,52	35,35	29,24
56,58	0,2274	62,6	0,2660	6,12	0,0029	134	31,35	30,31	25,23
51,26	0,4883	62,57	0,2700	12,30	0,0118	122	31,58	30,39	19,28
45,29	0,4494	50,55	0,1843	6,33	0,0053	120	26,1	24,54	19,28
28,11	0,0593	32,59	0,0806	21,49	0,0358	107	25,0	7,59	3,11
13,24	0,0136	60,00	0,2500	46,36	0,1565	120	30,0	30,0	16,36
30,00	0,0670	60,00	0,2500	30,0	0,0670	128	30,0	30,0	0,0
47,13	0,4604	69,42	0,3865	22,29	0,0580	128	34,51	34,51	42,22

L'unité de longueur des dimensions des tiroirs, lumières, avances et découvrements indiqués dans ce tableau, est $\frac{1}{12}$ de pouce.

Les distances du piston à l'extrémité de la course ont été exprimées en fraction de la course totale, que l'on a supposée égale à 1, et par conséquent R égal à $\frac{1}{2}$. Ainsi, pour une course de 18 pouces, et pour le n° 2, par exemple, la distance du piston à l'extrémité de la course, lorsque la vapeur cesse d'entrer dans le cylindre, sera $18 \times 0{,}0234 = 0{,}4212$ po.; la distance L entre les brides, au moyen de laquelle on détermine λ (n° 25), a été supposée égale à $\frac{72}{12}$ de pouce dans tous les cas.

40. *Influence des données variables sur les distances cherchées.* — Afin de diminuer la longueur de la course, nous avons supposé qu'en augmentant l'avance du côté de la sortie, ce qui a lieu jusqu'au n° 15, on diminuait la largeur des lumières, et que pour conserver la même section on augmentait en même temps leur longueur. On peut voir par l'exemple n° 16, dans lequel A est le même que dans le n° 15, et où h est augmenté de $\frac{4}{12}$ de pouce, que la course est, par cette dernière différence, augmentée de $\frac{8}{12}$ de pouce; tandis que la distance à laquelle la vapeur cesse d'entrer, et que l'on a, comme nous le verrons, intérêt à augmenter, se trouve diminuée des 0,0832 de la course. Dans l'exemple n° 17, on a augmenté la largeur de la bride et conservé les avances et découvrements du n° 11. La distance à laquelle la vapeur cesse d'entrer s'accroît alors des 0,0199 de la course; la différence entre cette distance et celle à laquelle la vapeur commence à aller à l'échappement est aussi augmentée des 0,0342 de la course, ce qui est un avantage, car pendant que le piston parcourt cette différence la vapeur agit par détente.

D'un autre côté, la distance à laquelle la vapeur cesse d'aller à l'échappement se trouve plus que doublée, et il en résulte un inconvénient : car pendant que le piston parcourt

cette distance il refoule la vapeur, qui ne trouve pas d'issue, et oppose ainsi une résistance. Dans le n° 18, les avances sont les mêmes que dans le n° 11; mais on a augmenté les deux découvrements, et d, au lieu d'être le plus petit possible, se trouve porté à $4\frac{1}{2}$ douzièmes de pouce. La course se trouve ainsi augmentée, la distance à laquelle la vapeur cesse d'entrer diminuée, et la différence entre cette distance et celle à laquelle la vapeur commence à aller à l'échappement aussi diminuée. Sous tous les rapports, il y a donc inconvénient à augmenter inutilement d. Dans le n° 19, on a conservé les dimensions et découvrements du n° 2, en changeant uniquement l'angle de l'avance, et il en résulte des avances qui seront discutées plus loin.

41. *Formules générales pour la solution de toute question relative à la distribution.* — Jusqu'ici nous avons, dans nos calculs, admis comme données les cinq quantités indiquées au paragraphe 24; et plus loin nous en avons ajouté une sixième, la distance entre les deux lumières. Il pourra cependant arriver souvent que quelques unes de ces quantités soient inconnues, et que, d'un autre côté, celles que nous en avons déduites soient des données. C'est ainsi, par exemple, qu'on pourrait se proposer de connaître quelles sont les avances d'une machine dont on connaît l'angle de l'avance, la course, et d'autres données qu'on peut se procurer seulement à l'aide du pied et du compas. Pour éviter tout embarras sur ces problèmes, nous allons envisager la question d'une manière plus générale que nous ne l'avons fait jusqu'à présent.

Toutes les relations qui existent entre les pièces du mécanisme des tiroirs sont exprimées par les quatre équations suivantes, que l'on peut poser *à priori*, et desquelles toutes les formules dont nous nous sommes servis déjà sont dépendantes :

$$C = l + h + D + d \qquad A - a = D - d$$

$$\sin \nu = \frac{(+D+l)}{C} - 1 \qquad \lambda = L + l + h + A - a.$$

Nous avons indiqué aux paragraphes 23, 24 et 25, ce que représentent les lettres renfermées dans ces équations.

Toutes les quantités représentées par ces lettres peuvent être considérées comme variables, et comme elles sont au nombre de dix, et renfermées dans quatre équations auxquelles elles doivent satisfaire, il s'ensuit qu'au moyen de six quelconques de ces quantités on en pourra toujours déduire les quatre autres.

42. *Conditions de réglement pour que les formules soient applicables.* — Cependant, en supposant qu'on prenne sur une machine la mesure des six quantités C, λ, L, l, h, x, et qu'on en déduise les quatre autres A, a, D, d, on ne pourrait pas encore affirmer que les avances qui ont lieu sont bien A et a. Il faut en effet, pour que cela ait lieu, que l'on ait $A - a = D - d$, et il suffit que les tiroirs ne soient pas fixés à une place convenable sur la tige pour que cette condition ne soit pas remplie. Ce qui résulterait de ce cas serait des avances A et a alternativement plus grandes et plus petites que celles déterminées. La lumière d'échappement serait, par exemple, ouverte de $\frac{4}{12}$ de pouce quand le piston est à une des extrémités de sa course, et de $\frac{2}{12}$ seulement quand il est à l'autre extrémité, au lieu d'être ouvert de $\frac{3}{12}$ dans les deux cas. Ainsi, quand au moyen de certaines données nous en déduisons des inconnues, nous supposons toujours que les tiroirs sont réglés sur la tige qui les conduit de manière à ce que les découvrements D et d aient les dimensions qui ont été déterminées par le calcul ou données d'avance.

Lorsqu'on ne changera, dans la machine, que l'angle de calage de l'excentrique pour obtenir des avances différentes, il est évident que l'attache des tiroirs avec la tige devra rester la même, car leur mouvement aura lieu exactement de la même manière; il n'y aura de changé par là que la relation entre les positions du piston et des tiroirs aux différents instants de la course.

43. *Projet de la distribution.* — Pour indiquer de quelle utilité peuvent être les formules ci-dessus, nous allons en faire l'application à quelques uns des cas qui se présentent le plus fréquemment dans la pratique.

Lorsqu'on aura, par exemple, à construire la machine, on commencera par assigner à h, l et L, de certaines valeurs, et on se guidera pour cela sur des considérations tirées de l'échappment de la vapeur dont nous allons bientôt parler. On voudra ensuite que le reste de la disposition s'accorde pour donner les les deux avances a et A que l'on aura envie d'obtenir. Mais le problème est encore indéterminé, car il n'y a que cinq données, et on conçoit qu'il doit en être ainsi, car les avances cherchées peuvent être obtenues au moyen de découvrements de grandeurs différentes, puisque la course n'est pas au nombre des données. On se donnera donc encore le plus petit des découvrements d, et on déduira, pour les quatre autres quantités, les expressions suivantes :

Connues : h, l, L, a, A, d. Inconnues : C, λ, x, D.

(1) $$C = l + h + A - a + 2d$$

(2) $$\lambda = L + l + h + A - a$$

(3) $$\sin x = \frac{2(A + d + l)}{l + h + A - a + 2d} - 1$$

(4) $$D = A - a + d.$$

44. *Montage de la distribution.* — Si, au contraire, la machine existe et est prête à fonctionner sans qu'il y ait rien à changer dans ses dimensions, les données invariables seront C, λ, L, l, h. Pour avoir la sixième, on assignera une certaine limite à l'ouverture du côté de l'entrée de vapeur, qui doit toujours être aussi petite que possible, et a se trouvera ainsi au nombre des quantités connues. Comme on ne peut guère admettre que le constructeur ait voulu donner plus d'une ligne d'avance du côté de l'entrée de vapeur, on voit donc que l'on peut toujours revenir, au moyen des formules, sur l'intention qui l'a guidé en construisant sa machine; et si les pièces en

avaient été déplacées et démontées, à remettre sur sa marche, en réglant convenablement [illegible], D et [illegible]. Voici les équations qui donnent, dans ce cas-ci, la valeur des quatre inconnues.

Connues : [illegible], L, [illegible]. Inconnues : D, [illegible], A, [illegible].

(1) D = [illegible]

(2) [illegible] = [illegible]

(3) A = [illegible]

(4) [illegible] = [illegible]

[illegible] Supposons encore que, pour réaliser les avantages qui résultent de l'augmentation de l'avance du côté de la sortie à l'échappement, on veuille augmenter à la fois A et [illegible] aux dépens de [illegible] la vapeur en sens inverse du mouvement. On augmentera pour cela [illegible] plus grande valeur ; et, comme on suppose qu'on ne change rien aux dimensions de la [illegible] que les deux avances [illegible] en faisant varier [illegible] habitude de [illegible] connaître exactement [illegible] à A et [illegible]. Les valeurs des [illegible] équations [illegible] sont les suivantes :

Connues : [illegible]. Inconnues : [illegible], D, [illegible], A.

(1) [illegible]

(2) [illegible]

(3) [illegible]

(4) A [illegible]

C'est au moyen des formules correspondantes à ce dernier cas qu'ont été déterminés les nombres renfermés dans la ligne 9 du tableau C. Il sera facile, par la comparaison de ces nombres, de savoir ce qu'il y a à perdre et à gagner en augmentant l'angle de l'avance sans rien changer d'ailleurs à la machine; mais c'est ce que nous ne pourrons faire qu'après l'étude des mouvements de la vapeur à son entrée et à sa sortie, dont nous allons commencer à nous occuper.

RÉSISTANCES DUES A LA SORTIE DE VAPEUR. CALCULS HYDRODYNAMIQUES.

46. *Loi générale de la formation des vapeurs.* — L'état physique des corps est toujours déterminé par l'action de deux forces agissant en sens inverse l'une de l'autre; ces forces sont la pression exercée sur eux, et la chaleur qu'on leur communique. On admet en principe que tous les corps peuvent occuper les trois états différents, solide, liquide et gazeux, sous l'influence des actions variées de ces deux forces, l'augmentation de pression tendant à les ramener à l'état solide, et celle de la température à l'état gazeux.

L'eau, étant liquide sous la pression atmosphérique et à la température ordinaire, cesse de l'être et devient gazeuse, soit qu'on diminue la pression, soit qu'on augmente la température, dans de certaines proportions. Sous la pression de 14,7 livres par pouce carré, qui est celle de l'atmosphère, et à la vibration calorique correspondant à 212° du thermomètre, elle devient gazeuse; sous une pression plus élevée, elle ne peut passer à l'état gazeux qu'à une température plus élevée, et sous une pression plus faible elle s'évapore à un moindre degré de chaleur. Dans la loi que suivent ces phénomènes, l'accroissement des pressions étant supposé régulier, les différences successives des températures correspondantes à l'ébullition

[illegible] *sera toujours* [illegible] *instanta-*[illegible] — [illegible] dans un vase [illegible] la température [illegible] température, quoi-[illegible] par cette rela-[illegible] Supposons maintenant [illegible] vapeur en l'enfer-[illegible] volume de ce vase, [illegible] de chaleur par [illegible] la chaleur spécifi-[illegible] diminue, il [illegible] C'est d'après ce [illegible] spécifique des gaz à [illegible] dans un espace [illegible]

Supposons [illegible] un certain volume [illegible] comprime jus-[illegible] puisse y avoir [illegible] de tempé-[illegible] égale ou plus [illegible] cette dernière [illegible] en face de 3 at-[illegible] température ré-[illegible] nous avons supposé [illegible] la pression diminuée par [illegible] la température du gaz sera [illegible] la température de la [illegible] entre 275° et 212°. [illegible] la température finale serait [illegible] permanent; mais la va-[illegible] une élé-[illegible] à la pression ten-[illegible] il arrivera dans ce dernier [illegible] abaissement de température sans di-[illegible] de pression, il y aura condensation.

La chaleur latente que renfermait en très grande quantité la vapeur condensée se portera sur celle qui est restée à l'état de gaz, et suppléera à l'absorption causée par l'augmentation de chaleur spécifique; la condensation cessera aussitôt de se prolonger, et ne se renouvellera que lorsqu'un nouvel accroissement de volume causera un nouvel abaissement de température. Le phénomène continuant ainsi de se répéter, on voit que lorsque la vapeur sera arrivée à 212° et à la pression de 1 atmosphère, elle se trouvera mélangée d'une certaine quantité d'eau.

Pour que les phénomènes précédents puissent avoir lieu, il faut, comme nons l'avons dit, que la chaleur abandonnée par la vapeur, passant de 275° à 212°, soit insuffisante pour fournir à l'absorption causée par la différence des chaleurs spécifiques. Or, d'après ce que l'on sait sur les chaleurs spécifiques des gaz, on peut certainement affirmer qu'il en est ainsi. On ne sait pas, il est vrai, quelles sont les chaleurs spécifiques de la vapeur à diverses pressions, mais on les connaît pour d'autres gaz, et on en a pu déduire que, pour une augmentation de pression de 2 atmosphères que nous avons supposée, l'augmentation de température était incontestablement et de beaucoup supérieure à celle de 212° à 275°. Comme les chaleurs spécifiques ne diffèrent entre elles, pour les gaz sur lesquels on a fait des expériences, que dans un rapport peu étendu, il faut en conclure qu'à moins d'une grande anomalie pour le gaz de l'eau, le phénomène de condensation partielle dont nous avons parlé devra avoir lieu. Si cette condensation était très importante, il faudrait en tenir compte dans le calcul des machines à détente, car son effet est d'accélérer l'abaissement de pression résultant de l'augmentation de volume, de la même manière que cela se passerait si on enlevait du cylindre, à chaque petit mouvement du piston, le volume de vapeur qui s'est condensée pendant sa durée. Outre l'abaissement de température dont on ne tient pas compte dans le calcul des machines à détente, et d'où il résulte que les pressions décroissantes

constante, on aurait, en appelant V le volume de vapeur engendrée par seconde à la pression p, et s la section des lumières,

(10) $$vs = V;$$

d'où on tirerait v. Mais comme la régularité dont nous venons de parler n'a pas lieu, nous diviserons le mouvement en fractions assez petites pour qu'on puisse supposer, sans erreur sensible, que la différence des pressions cherchées correspond à la moyenne des sections d'échappement au commencement et à la fin de la portion de mouvement considérée, et au volume de vapeur qui correspond au chemin qu'a parcouru le piston. Cependant l'application de la formule (10), faite ainsi, ne sera pas tout à fait exacte : car V doit représenter le volume à la pression p, et nous introduisons le volume à la pression p'; mais l'erreur commise ainsi est trop peu considérable pour que sa correction vaille la peine de compliquer le calcul.

Les valeurs de q se trouvent dans le tableau D; nous allons indiquer comment elles ont été calculées.

49. *Poids d'un pied cube de vapeur à une pression quelconque.* — L'expérience a indiqué qu'à la température de 212°, et à la pression de 1 atmosphère, le poids de 1 pied cube de vapeur était 0,0364 livres. Cela posé, supposons que la pression varie et devienne P : on appellera q' le poids de 1 pied cube de vapeur à cette pression, en supposant que la température reste 212° après l'élévation de pression, et on aura

(11) $$0{,}0364 : q' :: 14.7 : P.$$

Mais la température variant toujours avec la pression, il faut tenir compte de l'effet que la dilatation qui en résulte produit sur le gaz. Soit pour cela t la température réelle à la pression P. Le fait d'expérience qui servira à déterminer le poids réel du pied cube est que tous les gaz se dilatent, lorsqu'on les

chauffe, des 0,002083 *de leur volume à* 32° par chaque degré de variation de température. Ainsi, ω étant un volume quelconque de gaz à 32°, les volumes V′ et V qu'il occupera à 212° et à t° seront :

$$V' = \omega + 0{,}002083\,\omega(212 - 32)$$
$$V = \omega + 0{,}002083\,\omega(t - 32).$$

Par la suite, nous remplacerons généralement le nombre 0,002083 par la lettre a.

Divisant les deux équations ci-dessus l'une par l'autre, on a

$$V' : V :: 1{,}375 : 1 + a(t - 32);$$

et comme les poids sont en raison inverse des volumes, on aura, en appelant q le poids à la température t et q' le poids à 212° :

$$q : q' :: 1{,}375 : 1 + a(t - 32)$$

Substituant la valeur de q' tirée de cette dernière équation dans la proportion (11), on en tire, pour la valeur réelle de q,

$$(12) \qquad q = \frac{0{,}003505\,P}{1 + a(t - 32)}.$$

50. ***Formule donnant la différence de pression entre deux vases communiquant.*** — Revenons maintenant à l'équation (9), dans laquelle p' représente la pression cherchée : tirée de cette équation, cette pression est représentée par

$$(13) \qquad p' = p - \frac{qv^2}{1155^2}.$$

Cette formule est celle qui nous servira à déterminer la pression motrice dans le cylindre, par rapport à celle qui a lieu dans la boîte des tiroirs. Le premier terme du second membre indique cette dernière pression, et le second terme la différence des deux pressions.

51. ***Application numérique.*** — Pour faire une application

numérique de cette formule, nous assignerons aux données qui y interviennent les valeurs suivantes :

Diamètre du cylindre,	13 pouces.
Course du piston,	18 *id.*
Avance du côté de l'échappement, A,	$\frac{4}{12}$ *id.*
Avance du côté de l'entrée de vapeur, a,	$\frac{1}{24}$ *id.*
Grand découvrement, D,	$\frac{4}{12}$ *id.*
Petit découvrement, d,	$\frac{1}{24}$ *id.*
Largeur de la bride du tiroir, l,	$\frac{33}{24}$ *id.*
Largeur des lumières, h,	$\frac{15}{12}$ *id.*
Longueur des lumières,	9 *id.*
Pression dans la boîte des tiroirs,	3,75 atmosph.
Vitesse du train à l'heure,	30 milles.

Prenons maintenant pour exemple une portion quelconque de la course du piston que nous supposerons correspondre à l'arc de 5° compris entre les angles 25° et 30° de la manivelle avec l'horizon.

p est donné d'avance, et la valeur de q, qui lui correspond dans le tableau D, est 0,1223.

La vitesse v sera, comme nous l'avons dit ci-dessus, représentée par

$$v = \frac{V}{S}.$$

S est la moyenne des sections d'entrée de vapeur au commencement et à la fin du parcours de l'arc de 5° considéré.

V est le volume engendré par la course du piston pendant ce même parcours. Déterminons d'abord cette dernière quantité.

52. *Valeurs successives de* V. — Les avances du piston à

25° et 30° ne seront pas les mêmes dans les deux cas : ou l'on supposera que le piston, au commencement de la course, se trouve à l'extrémité du cylindre la plus éloignée de l'arbre coudé, ou qu'il est à l'extrémité la plus rapprochée (n° 17). Le volume engendré par le piston pendant le parcours de l'arc de 5° que nous considérons ne sera donc pas le même dans les deux cas, et par conséquent la pression que l'on obtiendrait en faisant le calcul dans une de ces deux suppositions ne serait pas la même que dans l'autre. Mais si, au lieu de supposer que la marche du piston est différente à droite et à gauche du milieu de la course, nous supposons, au contraire, que ces avances sont symétriques, les pressions que l'on obtiendra d'après cette hypothèse seront exactement les moyennes de celles auxquelles on arriverait en faisant deux fois le calcul basé sur les deux différents volumes engendrés. C'est cette marche que nous suivrons afin de simplifier la question; elle nous conduit à calculer les avances du piston au moyen de la formule très simple $R - R\cos\beta$, dans laquelle R est le rayon de la manivelle, ou la demi-course.

Le tableau suivant indique ces avances totales et partielles par arcs de 5 en 5 degrés.

Tableau des courses.

E. *Tableau des courses et volumes pour un mouvement symétrique du piston.*

ANGLES β.	COURSES		VOLUMES		ANGLES β.	ANGLES β.	COURSES		VOLUMES		ANGLES β.
	PARTIELLES.	TOTALES.	TOTAUX.	PARTIELS.			PARTIELLES.	TOTALES.	TOTAUX.	PARTIELS.	
	pouces.	pouces.	po. cubes.	po. cubes.			pouces.	pouces.	po. cubes.	po. cubes.	
0°		0,0000	0,0000		180°	90°		9,0000	1197,0000		90°
	0,0342			4,5486			0,7844			104,3186	
5		0,0342	4,5486		175	95		9,7844	1301,3186		85
	0,1026			13,6458			0,7780			103,4806	
10		0,1368	18,1944		170	100		10,5624	1404,7992		80
	0,1701			22,6233			0,7668			101,9844	
15		0,3069	40,8177		165	105		11,3292	1506,7836		75
	0,2358			31,3614			0,7488			99,5904	
20		0,5427	72,1791		160	110		12,0780	1606,3740		70
	0,3006			39,9798			0,7254			96,4782	
25		0,8433	112,1589		155	115		12,8034	1702,8522		65
	0,3627			48,2391			0,6966			92,6478	
30		1,2060	160,3980		150	120		13,5000	1795,5000		60
	0,4221			56,1393			0,6624			88,0992	
35		1,6281	216,5373		145	125		14,1624	1883,5992		55
	0,4779			63,5607			0,6228			82,8324	
40		2,1060	280,0980		140	130		14,7852	1966,4316		50
	0,5301			70,5033			0,5787			76,9671	
45		2,6361	350,6013		135	135		15,3639	2043,3987		45
	0,5787			76,9671			0,5301			70,5033	
50		3,2148	427,5684		130	140		15,8940	2113,9020		40
	0,6228			82,8324			0,4779			63,5607	
55		3,8376	510,4008		125	145		16,3719	2177,4627		35
	0,6624			88,0992			0,4221			56,1393	
60		4,5000	598,5000		120	150		16,7940	2233,6020		30
	0,6966			92,6478			0,3627			48,2391	
65		5,1966	691,1478		115	155		17,1567	2281,8411		25
	0,7254			96,4782			0,3006			39,9798	
70		5,9220	787,6260		110	160		17,4573	2321,8209		20
	0,7488			99,5904			0,2358			31,3614	
75		6,6708	887,2164		105	165		17,6931	2353,1823		15
	0,7668			101,9844			0,1701			22,6233	
80		7,4376	989,2008		100	170		17,8632	2375,8056		10
	0,7780			103,4806			0,1026			13,6458	
85		8,2156	1092,6814		95	175		17,9658	2389,4514		5
	0,7844			104,3186			0,0342			4,5486	
90		9,0000	1197,0000		90	180		18,0000	2394,0000		0

Dans ce tableau se trouve indiqué le volume 48,2391 pouces cubes correspondant à l'arc de 25° à 30°, et, pour connaître v, il ne nous reste plus qu'à déterminer S.

53. *Valeurs de* S. — On se reportera, pour cela, à la formule (6) (n. 26), au moyen de laquelle on calculera les ouvertures des lumières aux deux extrémités de la portion de course que l'on considère; elles se trouvent être, d'après l'application des dimensions indiquées ci-dessus, 0,6434 et 0,7478 pouces. Les sections correspondantes seront obtenues en multipliant ces largeurs par la longueur des lumières, qui est de 9 pouces, et par le coefficient de contraction 0,65, applicable au genre d'orifice par lequel a lieu l'écoulement. La moyenne des deux nombres obtenus est 4,0692, qui est la valeur de S.

54. *Vitesse rapportée au temps du parcours de l'arc.* — La vitesse calculée d'après le volume et la section que nous venons de déterminer est 11,86 pouces ; mais cette vitesse ne se rapporte pas à une seconde, car elle n'a eu lieu que pendant la durée du parcours d'un arc de 5°. Il faut donc chercher à quel temps correspond cette course partielle. Soient pour cela

m le nombre des milles parcourus par heure par le train.

D le diamètre des roues motrices en pouces.

5280 le nombre de pieds contenus dans un mille.

La vitesse du train estimée en pouces par seconde sera :

$$\frac{m \times 5280 \times 12}{3600}$$

Le nombre de tours que feront les roues motrices pendant une seconde s'obtiendra en divisant cette expression par 3,1416 D; et comme il y a 72 arcs de 5° dans la circonférence, le nombre n de ces arcs qui se développeront par seconde sur les rails sera déterminé en multipliant de plus par 72 cette même expression, qui devient alors

(14) $$\frac{m \times 5280 \times 12 \times 72}{3600 \times 3,1416 \times D} = 403,35 \frac{m}{D} = n.$$

En supposant $m = 30$ et $D = 66$, on trouve $n = 183$: le temps que durera le parcours d'un arc de 5° sera donc $\frac{1}{183}$ de seconde.

55. *Résolution de l'équation.* — En multipliant maintenant 11,86 par 183, on trouve le nombre 2170 indiquant la vitesse en pouces par seconde, que l'on introduira dans le second terme de la valeur de p (14). Calculant ce second terme, on trouve enfin que la diminution de pression cherchée est de 0,4315 livres par pouce carré.

Dans le tableau suivant nous avons renfermé le résultat de calculs semblables aux précédents, appliqués à tous les arcs de 5° d'une demi-circonférence.

F. *Tableau donnant la différence des pressions qui ont lieu dans le cylindre et dans la boîte des tiroirs.*

ANGLE de la manivelle β.	ANGLE de l'excentrique α.	Largeur de l'ouverture X.	Surface réduite par le coefficient 0,65.	Surface moyenne.	Volume écoulé.	Vitesse en pouces par seconde.	Diminution de pression.	ANGLE de la manivelle β.	ANGLE de l'excentrique α.	Largeur de l'ouverture X.	Surface réduite par le coefficient 0,65.	Surface moyenne.	Volume écoulé.	Vitesse en pouces par seconde.	Diminution de pression.
		pouces.	po. car.	po. car.	po. cub.		livres.			pouces.	po. car.	po. car.	po. cub.		livres.
00°	9°36′	0,0419	0,2451	0,6192	4,5486	1541	0,1649	90°	80°24′	1,2500	7,3125	7,2926	104,3186	2618	0,6282
5	14 36	0,1698	0,9933	1,3389	13,6458	1838	0,3097	85	75 24	1,2432	7,2727	7,1604	103,4806	2643	0,6413
10	19 36	0,2948	1,7246	2,0794	22,6253	1991	0,3635	80	70 24	1,2048	7,0481	6,9039	101,9844	2703	0,6698
15	24 36	0,4161	2,4342	2,7746	31,3614	2068	0,3921	75	65 24	1,1555	6,7597	6,5853	99,5904	2768	0,7022
20	29 36	0,5325	3,1151	3,4395	39,9798	2128	0,4151	70	60 24	1,0959	6,4110	6,2074	96,4782	2845	0,7418
25	34 36	0,6434	3,7639	4,0692	48,2391	2170	0,4315	65	55 24	1,0263	6,0038	5,7730	93,6478	2937	0,7908
30	39 36	0,7478	4,3746	4,6589	56,1393	2205	0,4458	60	50 24	0,9474	5,5423	5,2857	88,0992	3050	0,8528
35	44 36	0,8450	4,9432	5,2032	63,5607	2256	0,4582	55	45 24	0,8597	5,0292	4,7487	82,8324	3192	0,9340
40	49 36	0,9339	5,4633	5,6990	70,5033	2264	0,4698	50	40 24	0,7638	4,4682	4,1663	76,9671	3381	1,0480
45	54 36	1,0145	5,9348	6,1422	76,9671	2293	0,4822	45	35 24	0,6606	3,8645	3,5430	70,5033	3641	1,2157
50	59 36	1,0854	6,3496	6,5292	82,8324	2322	0,4941	40	30 24	0,5507	3,2216	2,8832	65,5607	4034	1,4922
55	64 36	1,1468	6,7088	6,8574	88,0992	2351	0,5068	35	25 24	0,4350	2,5448	2,1926	56,1393	4685	2,0120
60	69 36	1,1976	7,0060	7,1235	92,6478	2380	0,5194	30	20 24	0,3146	1,8404	1,4762	48,2391	5984	3,2795
65	74 36	1,2378	7,2411	7,2768	96,4782	2426	0,5397	25	15 24	0,1901	1,1121	0,7385	39,9798	»	»
70	79 36	1,2500	7,3125	7,3125	99,5904	2492	0,5695	20	10 24	0,0624	0,3650	0,1825	31,3614	»	»
75	84 36	1,2500	7,3125	7,3125	101,9844	2552	0,5971	15	5 24	0,0000	0,0000	0,0000	22,6253	»	»
80	89 36	1,2500	7,3125	7,3125	103,4806	2590	0,6148	10	0 24	0,0000	0,0000	0,0000	13,6458	»	»
85	85 24	1,2500	7,3125	7,3125	104,3186	2611	0,6249	5	4 36	0,0000	0,0000	0,0000	4,5486	»	»
90	80 24	1,2500	7,3125					0	9 36	0,0000	0,0000				

56. *Le calcul précédent est inapplicable aux derniers arcs.* — En appliquant le calcul cité plus haut à l'arc de 155 à 160°, ou 20 à 25, à partir de l'autre extrémité de la course, on trouverait, pour la diminution de pression, 8,9980 livres, qui, retranchées de 55,12, valeur de p à 3,75 atmosphères, donnerait 46,122 pour la pression moyenne, c'est-à-dire pour celle qui aurait lieu à 22°,30 dans le cylindre. A 27°30, cette pression était 55,12 — 3,2795, ou 51,8405; ainsi, de 27°30 à 22° 30, la pression aurait baissé de 51,8405 à 46,122. Voyons si cela est possible.

A 27° 30, le volume occupé par la vapeur, que l'on calculera à l'aide de la formule $R(1-\cos\alpha)$ se trouve être 2258,7; et, à 22°30, ce même volume est 2303,0. S'il n'entrait pas de nouvelle vapeur dans le cylindre, c'est-à-dire si la diminution de pression n'était dépendante que de la détente, la pression à 22°30 serait donc

$$51{,}8405\frac{2258{,}7}{2303{,}0}=50{,}842.$$

La pression réelle ne pouvant qu'être supérieure à cette dernière, puisqu'il est arrivé de la vapeur dans le cylindre, on voit donc que la pression 46,122, calculée plus haut, ne pourra pas avoir lieu : voici alors ce qui arrivera.

La vapeur contenue dans le cylindre se détendant en vertu de l'augmentation de volume qui diminue sa pression, tandis que la vapeur nouvellement arrivée tend à l'augmenter, il s'établira une pression intermédiaire entre celle primitive et celle qui résulterait de l'expansion, et c'est en vertu de la différence qui aura lieu entre cette pression et celle de la boîte des tiroirs que s'établira la vitesse. Ces deux actions de l'entrée de vapeur et de l'expansion se combinant entre elles, il en résulte que le mode suivant lequel s'établit la pression finale devient un phénomène plus compliqué qu'il ne l'était précédemment, mais dont on pourrait néanmoins indiquer la loi par une formule (*a*). Nous ne ferons pas ici ce calcul, parce qu'il

(*a*) Pour déterminer les pressions dans le cylindre, lorsque l'ouverture

compliquerait sans grande nécessité notre exposé; on remarquera, du reste, que la diminution de pression que nous ve-

des lumières est devenue tellement petite qu'il y a étirage par le piston, on pourra employer la méthode de calcul suivante. Soient

p	la pression dans la boîte des tiroirs;		
q	le poids du pied cube de vapeur à la pression p;		
ω	le volume occupé par la vapeur dans le cylindre,		au commencement du parcours d'un petit arc.
$\varkappa$	le pied de vapeur renfermée	*id.*	
τ	la température moins 32°	*id.*	
K	la pression.	*id.*	
ω_1	le volume occupé par la vapeur dans le cylindre,		à la fin du parcours d'un petit arc.
$\varkappa+b$	le poids de vapeur renfermée	*id.*	
τ'	la température moins 32°	*id.*	
K'	la pression	*id.*	

La pression finale devant être en raison inverse du volume occupé, et proportionnelle à la fois à $1+a(t-32)$ et au poids de vapeur renfermée dans le cylindre, on aura

$$(1) \qquad K'=K\frac{1+a\tau'}{1+a\tau}\times\frac{\varkappa+b}{\varkappa}\times\frac{\omega}{\omega_1}.$$

Pour déterminer b, qui représente le poids de vapeur introduit, on remarquera que l'on a

$$b=\frac{Svq}{1728}.$$

Et pour connaître la vitesse v, on supposera que, pendant que le piston parcourait la petite course considérée, la pression dans le cylindre a été

$$p'=\frac{K+K'}{2}.$$

On aura alors

$$(2) \qquad V=\frac{1728\,b}{8q}=1155\sqrt{\frac{p-\frac{K+K'}{2}}{q}}.$$

En éliminant b entre (1) et (2) on arrive à une équation du second degré dans laquelle K' et τ' sont les seules inconnues. La valeur de τ' sera très peu différente de celle de τ, et, en lui assignant une valeur approximative, on n'aura plus d'inconnu que K', dont la valeur tirée de l'équation se trouve être très compliquée.

On peut encore déterminer, au moyen de l'équation (2), la valeur exacte

nons d'analyser n'est nullement une cause de déperdition de travail, pas plus que la différence de pression entre la vapeur renfermée dans la chaudière et celle qui se trouve dans le tuyau de conduite après son passage dans la valve d'introduction n'est nuisible à l'effet utile. Si la différence de pression entre la vapeur renfermée dans la boîte des tiroirs et celle qui est dans le cylindre était considérable, d'une demi-atmosphère par exemple, il faudrait augmenter d'autant la pression dans la boîte des tiroirs, afin d'obtenir dans le cylindre la pression motrice que l'on s'est assignée d'avance dans le calcul de la machine; mais, comme on peut le voir par le tableau ci-dessus, cette pression n'étant moyennement, dans les circonstances où nous sommes placés, que de $\frac{1}{25}$ d'atmosphère, on pourra négliger d'en tenir compte, excepté pour les derniers arcs et dans certains cas de marche que nous expliquerons plus loin.

de p', qui, comme nous l'avons dit, est sujette à une correction. Appelons pour cela q' le poids du pied cube de vapeur, et τ'' la température moins 32° correspondant à la pression p', on aura

$$q' = \frac{0{,}003405\, p'}{1 + a\tau''}.$$

On a d'un autre côté

$$b = \frac{Vq'}{1728};$$

et, en remplaçant q' par sa valeur,

$$b = \frac{0{,}003405\, p'V}{1728\,(1 + a\tau'')}.$$

En remplaçant dans (2) $\frac{K+K'}{2}$ par p' et b, par la valeur ci-dessus, on arrive encore à une équation du second degré ; mais la valeur de l'inconnue p', qui en est déduite, est moins compliquée que dans le cas précédent.

La différence qu'il y a entre ces deux manières de déterminer la pression dans le cylindre, c'est que dans la dernière on assigne à b, en l'introduisant dans (2), une valeur dépendante du volume engendré par le mouvement du piston, de même que si ce mouvement commençait et que la vapeur dût s'introduire dans le vide ; tandis que dans le premier cas la valeur de b, tirée de (1), est dépendante de la variation de pression causée par la détente.

57. *Décroissance des pressions correspondant à la sortie de vapeur, sans tenir compte du tuyau d'échappement.* — Nous arrivons maintenant à la principale partie de la question que nous nous sommes proposé de discuter, c'est la détermination des pressions contraires au mouvement qui sont occasionnées par la sortie de vapeur à travers les lumières et le tuyau d'échappement. L'instant auquel la vapeur commence à aller à l'échappement peut tomber avant la fin, dans le commencement, ou exactement à la fin de la course du piston : dans le premier cas, il y a avance; dans le second, il y a retard; et dans le troisième, il n'y a ni avance ni retard.

La considération des distances du piston à la fin de la course, indiquées dans le tableau C, nous aidera à comparer entre eux ces trois cas.

58. *Sans avance.* — Lorsqu'il n'y a pas d'avance (fig. 1, Pl. III et lig. 1, table C), la vapeur cesse d'arriver dans le cylindre à l'instant où le piston est à une distance de l'extrémité de sa course représentée par 0,0036 de la course totale. Le volume de vapeur dépensé par cylindrée est donc égal au volume du cylindre diminué d'environ $3\frac{1}{2}$ millièmes.

Dès l'instant où la vapeur cesse d'entrer dans le cylindre, celle qu'il renferme commence à agir par détente jusqu'à ce que le piston ait atteint la fin de sa course, et produit ainsi une force motrice. Néanmoins cette action et la diminution de volume dépensé sont ici tellement inappréciables, qu'on peut négliger d'en tenir compte; nous n'en parlons que pour indiquer comment les raisonnements peuvent s'appliquer à d'autres cas. Enfin, lorsque la sortie de vapeur commence à s'effectuer, ce qui a lieu lorsque le piston est exactement à la fin de sa course, la pression, qui n'avait baissé avant que par la détente, devra diminuer alors plus rapidement. Mais ici les pressions décroissantes sont toutes résistantes; et, depuis l'instant où la communication avec l'échappement est ouverte jusqu'à celui où la pression n'est plus que d'environ une atmosphère, il y a perte de travail due à la sortie de vapeur. La du-

[illegible] de cette sortie, et le travail résistant qu'elle produit, sont les problèmes que nous avons à résoudre.

33. Avance. — Supposons maintenant qu'il y ait avance, [illegible] le cas de la fig. 2, Pl. III, et fig. 2, table C. Le piston se trouve être aux [illegible] avant la fin de sa course lorsque la vapeur cesse d'entrer dans le cylindre, et le volume de vapeur [illegible] est ainsi réduit de $\frac{1}{13}$. La vapeur commence [illegible] et cette action se prolonge jusqu'à ce que la lumière de sortie commence à s'ouvrir, ce qui a lieu aux [illegible] de la course. Depuis la position qu'occupe le piston lorsque la lumière de sortie commence à s'ouvrir jusqu'à la fin de sa course, les pressions décroissantes sont motrices, et ne commencent à être résistantes que lorsque la direction du mouvement vient à changer. A cet instant, la pression ayant déjà beaucoup baissé, la fraction de course pendant laquelle aura lieu la décroissance sera plus courte que dans le cas précédent, et c'est ce qui fait l'avantage de l'avance [illegible], mais il faut remarquer ici que les pressions motrices qui ont eu lieu à partir de l'instant où la lumière de sortie s'est ouverte n'ont pas eu leur effet complet sous le rapport de l'effet utile produit par la vapeur. En effet, la ligne tr étant plus petite que celle [illegible], il y a eu une partie de la course pendant laquelle la vapeur sortant par une extrémité du cylindre [illegible] sur l'autre, de telle sorte que le piston s'est trouvé poussé de part et d'autre par deux forces égales, et que l'effet de la puissance motrice produite par la vapeur pendant cette partie de la course s'est trouvé annulé par la vapeur elle-même. [illegible] commence à aller à l'échappement d'un [illegible] et cesse d'y communiquer de l'autre [illegible] a donc lieu pendant les [illegible] — [illegible], en [illegible] de la course, et généralement pendant le temps [illegible] l'action motrice des pressions décroissantes [illegible] la vapeur cesse toujours d'aller à l'échappement à une très petite distance avant la fin de la course. A [illegible] la vapeur cesse d'aller à l'échappement, les

pressions de la vapeur sont égales de part et d'autre du piston, et, jusqu'à la fin de la course, elles iront en décroissant du côté de la puissance, et en augmentant du côté de la résistance, où la vapeur se trouvera comprimée sans issue dans le cylindre. Le travail résistant sera donc ici plus grand que le travail moteur : ainsi il est prouvé que, dans tous les cas, et avec les machines actuelles, il n'y aura de travail moteur produit, après que la vapeur a cessé d'entrer dans le cylindre, que pendant qu'elle a agi par détente ; qu'ensuite il y aura équilibre, et à la fin résistance. Dans le cas d'avance que nous supposons ici, ces actions et réactions de la vapeur ont encore lieu pendant des fractions tellement courtes de la course totale, qu'elles n'ont que peu d'influence sur l'effet utile. Mais si on passe successivement à des avances plus considérables dans le but de diminuer autant que possible la longueur de la course pendant laquelle les pressions décroissantes agissent comme résistance, on trouve que ces actions finissent par s'exercer sur un quar ou un tiers de la course, et alors leur évaluation devient partie intégrante du calcul de la machine. C'est sur les moyens d'utiliser toutes les quantités de travail moteur produites dans le cas d'une grande avance, et d'éviter toute action résistante de la vapeur, qu'est fondée une disposition dont on ne sentira bien l'importance et que nous ne décrirons qu'après avoir suivi les calculs de la sortie de vapeur.

60. *Retard.* — Il se pourrait enfin qu'il y eût retard d'entrée et de sortie de vapeur, et alors il y aurait, d'un côté, diminution du travail moteur, et de l'autre, augmentation de travail résistant, d'autant plus grandes que l'on recule davantage l'instant auquel cesse la sortie de vapeur ; mais ce cas ne se présentant qu'accidentellement, quand la distribution est mal réglée, nous ne lui avons pas appliqué le calcul.

61. *Distinction de deux espèces de pression.* — Nous avons, dans ce qui précède, désigné par temps de sortie celui qui s'écoule entre le temps où la vapeur commence à aller à

l'échappement, et celui où la pression est à peu près, dans le cylindre, égale à celle de l'atmosphère. A partir de ce dernier instant jusqu'à la fin de la course, il y aura encore au dedans et au dehors du cylindre une différence de pression correspondant à la vitesse de sortie, et que nous calculerons; mais il faut bien remarquer la différence qui a lieu entre la manière dont s'établiront les pressions dans ces deux cas. Dans le premier, en effet, les différences de pression auraient lieu lors même que le piston serait en repos, et, dans le second, elles ne sont dues qu'à son mouvement, qui force la vapeur à sortir.

Cherchons maintenant à déterminer les pressions de sortie.

62. *Enoncé du problème.* — Pour simplifier la question, nous supposerons d'abord que la vapeur, au sortir des lumières, arrive directement dans l'atmosphère, c'est-à-dire que l'obstacle opposé par le tuyau d'échappement n'existe pas. En tenant compte plus loin de ces obstacles, nous aurons, par la comparaison du premier et du second résultat, obtenu la mesure de son influence nuisible. Le problème à résoudre peut alors être posé de la manière suivante :

Etant donné un vase plein de vapeur comprimée, supposons qu'on établisse une communication entre ce vase et l'atmosphère au moyen d'un orifice de dimensions croissantes à mesure que le vase se vide; et, de plus, que le volume du vase varie pendant la durée de l'écoulement.

On demande quelle sera la pression dans le vase à une époque donnée de l'écoulement, et combien de temps s'écoulera depuis l'instant où l'orifice a été ouvert jusqu'à celui où l'équilibre de pression aura lieu au dedans et au dehors.

Il est nécessaire pour cela de connaître

Le volume primitif du vase,

La pression primitive du volume qu'il renferme,

La loi des accroissements de section de l'orifice,

La loi des variations de volume du vase.

63. *Comment on peut résoudre ce problème.* — On

pourrait peut-être résoudre directement ce problème, et donner, dans une formule, l'expression de la pression à un instant quelconque de la sortie de vapeur. L'équation à laquelle on arriverait alors serait d'un degré très élevé, et probablement tellement compliquée, qu'elle serait très incommode à résoudre.

Pour éviter ces difficultés, nous avons simplement divisé le mouvement de sortie en petits espaces, comme nous l'avons déjà fait pour calculer les différences de pression à l'entrée; et, pour chacun de ces petits espaces, nous avons calculé successivement les pressions finales, que nous avons introduites, après un premier calcul, comme pressions initiales pour l'espace suivant. Nous avons supposé aussi que, pendant le petit temps considéré, la décroissance de pression était régulière, et que la section de sortie était la moyenne de celles qui ont lieu au commencement et à la fin de l'arc parcouru. On verra, par la vérification que nous ferons de cette méthode, que ses résultats sont d'une exactitude parfaitement suffisante.

64. *Equations des pressions initiales et finales pour un petit arc.* — Soient donc

Q la pression dans le cylindre au commencement d'un petit arc.

K la pression dans le cylindre à la fin d'un petit arc.

ω_1 le volume occupé par la vapeur au commencement d'un petit arc.

ω_2 le volume occupé par la vapeur à la fin d'un petit arc.

F la pression atmosphérique en livre par pouce carré.

S la section moyenne de sortie.

π le poids de vapeur contenu dans le cylindre au commencement d'un petit arc.

φ le poids de vapeur écoulé pendant un petit arc.

τ la température de la vapeur moins 32° au commencement d'un petit arc.

τ' la température de la vapeur moins 32° à la fin d'un petit arc.

$\frac{1}{\epsilon}$ la fraction de seconde pendant laquelle l'écoulement a lieu.

65. Supposons, pour un moment, qu'à la fin du parcours de l'arc considéré la température soit la même qu'au commencement; et, de plus, qu'il n'y ait pas eu sortie de vapeur : on aura, puisque les pressions sont en raison inverse des volumes quand la température ne varie pas,

$$K''=Q\frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Lorsque la sortie aura lieu pendant que le piston achève sa course, on aura $\omega_1<\omega_2$; et quand elle aura lieu pendant le commencement de la course on aura, au contraire, $\omega_1>\omega_2$: dans le premier cas, les pressions décroîtront donc plus vite que dans le second.

La pression K sera modifiée d'abord parce qu'il est sorti un certain poids de vapeur; et comme la pression, en supposant encore que la température ne varie pas, doit être en raison inverse du poids de vapeur renfermé dans le cylindre, on aura

$$K'=Q\frac{\omega_1}{\omega_2}\times\frac{\pi+\varphi}{\pi}.$$

Il ne reste plus qu'à tenir compte de la variation de température, qui a dû baisser avec la pression suivant la loi de décroissance indiquée dans le tableau D, ainsi que nous l'avons démontré (n. 47). Or nous avons dit (n. 49) que la vapeur, lorsqu'elle peut librement se dilater, et que sa pression reste la même, augmente de volume avec la température dans le rapport de $1+a\,(t-32)$ à $1+a\,(t'-32)$.

Lorsqu'on fera varier la température sans changer le volume, il y aura donc abaissement de pression, et cet abaissement sera aussi proportionnel aux variations de $1+a\,(t-32)$. On aura donc pour l'équation dans laquelle on tient compte à la fois de la variation de volume, de la diminution du poids total, et de l'abaissement de température :

$$K=Q\frac{\omega_1}{\omega_2}\times\frac{\pi+\varphi}{\pi}\times\frac{1+a\tau'}{1+a\tau}. \qquad (15)$$

66. Dans cette dernière équation, K, φ et τ', sont inconnus,

mais il sera nécessaire de placer τ' au nombre des quantités données d'avance, parce que, la relation qui lie la température à la pression n'ayant pu être exprimée jusqu'ici que par une équation du 5e degré, l'équation résultante serait au moins de ce degré, et, par là, trop longue à résoudre. Comme la température n'influe d'ailleurs que peu sur la variation de pression, on lui assignera une valeur approximative correspondante à celle que l'on croira devoir obtenir. Les deux quantités K et φ resteront donc seules inconnues; et pour déterminer la première, qui est celle qu'on cherche, il faut poser une seconde relation entre K et φ.

67. On se reportera pour cela à l'équation (9), qui doit ici être écrite de la manière suivante :

$$V=1155\sqrt{\frac{P-F}{q}}.$$

D'après ce que nous avons dit (n. 63), P représente la pression moyenne pendant le parcours du petit arc considéré, et est ainsi

$$P=\frac{Q+K}{2}.$$

F est la pression de l'atmosphère, et q le poids du pied cube correspondant à la pression P.

Le poids φ est, d'un autre côté, égal au produit de la vitesse pendant le temps $\frac{1}{\epsilon}$, par la section et par le poids d'un pouce cube de vapeur. On aura donc

$$\varphi=\frac{vSq}{1728\epsilon}.$$

En introduisant dans cette dernière équation la valeur de v, après avoir remplacé dans celle-ci P par sa valeur, on obtient pour la relation cherchée :

(16) $$\varphi=0,6684\frac{Sq}{\epsilon}\sqrt{\frac{Q+K-2F}{2q}}.$$

En appelant τ'' la moyenne entre τ et τ', c'est-à-dire la tem

G. *Avance de 4 douzièmes de pouce, sans tuyau d'échappement. Décroissance des pressions pendant la sortie de vapeur, depuis l'instant où elle commence à aller à l'échappement, jusqu'à 40°.*

Désignation de l'arc parcouru		Pression initiale	Section de sortie de vapeur réduite par le coefficient 0,65.		Section moyenne réduite	Volume occupé par la vapeur.		Température moins 32°.		Poids d'un pied cube de vapeur à la pression $\frac{Q+K}{2}$	Poids initial de la vapeur renfermée dans le cylindre	Pression finale	Pression moyenne $\frac{Q+K}{2}$.	Poids de vapeur écoulé
par l'excentrique α.	par la manivelle β.	Q.	Initiale.	Finale.	S.	Initial (ω_1)	Final (ω_2)	Initiale τ	Finale τ'	q	π	K.		φ.
		livres.	po. car.	po. car.	po. car.	po. cub.	po. cub.			livres.	livres.	livres.	livres.	livres.
3°11′— 0°24′	12°47′—10°	54,506	0,0000	0,4262	0,2131	2564,3	2375,8	256°2	255°5	0,1204	0,16569	53,884	54,195	0,09098
0 24 — 4 36	10 — 5	53,884	0,4262	1,1912	0,8087	2375,8	2589,4	255 5	252 5	0,1172	0,16471	51,334	52,609	0,00625
4 36 — 9 36	5 — 0	51,334	1,1912	1,9498	1,5705	2589,4	2594,0	252 5	247 8	0,1108	0,15846	47,678	49,506	0,01008
9 36 —14 36	0 — 5	47,678	1,9498	2,6991	2,3244	2594,0	2589,4	247 8	241 0	0,1019	0,14838	42,620	45,149	0,01467
14 36 —19 36	5 —10	42,620	2,6991	3,4310	3,0650	2589,4	2375,8	241 0	232 3	0,0908	0,13371	36,994	39,807	0,01698
19 36 —24 36	10 —15	36,994	3,4310	4,1400	3,7850	2375,8	2353,2	232 3	222 8	0,0790	0,11673	31,440	34,217	0,01718
24 36 —29 36	15 —20	31,440	4,1400	4,8210	4,4805	2353,2	2321,8	222 8	212 2	0,0677	0,09955	26,341	28,891	0,01598
29 36 —34 36	20 —25	26,341	4,8210	5,4697	5,1453	2321,8	2281,8	212 2	202 2	0,0576	0,08357	22,002	24,171	0,01385
34 36 —39 36	25 —30	22,002	5,4697	6,0805	5,7751	2281,8	2233,6	202 2	192 5	0,0490	0,06972	18,596	20,299	0,01130
39 36 —44 36	30 —35	18,596	6,0805	6,6491	6,3648	2233,6	2177,5	192 5	185 3	0,0426	0,05842	16,317	17,456	0,00802
44 36 —49 36	35 —40	16,317	6,6491	7,1692	6,9091	2177,5	2113,8	185 3	181 9	0,0387	0,05040	15,089	15,703	0,00502
														0,12031

En admettant que la sortie de vapeur ait lieu comme nous l'avons supposé, la résistance se prolongerait donc jusqu'à 40°, c'est-à-dire (tableau E) à peu près jusqu'au $\frac{1}{6}$ de la course du piston.

70. On peut vérifier les calculs ci-dessus en cherchant quel a dû être le poids de vapeur écoulé pendant chaque arc, en vertu de la différence de pression et des sections de sortie. La somme de ces poids partiels, ajoutée à celui qui est encore contenu dans le cylindre lorsque la manivelle est à 40°, devra être égale au poids d'une cylindrée de vapeur, à la pression de 55,12 livres. Pour calculer ces poids partiels, on pourrait se servir de la formule (16), mais on arrivera plus vite au même résultat en prenant simplement les différences des nombres renfermés dans la colonne qui indique les valeurs de π. Ces différences sont indiquées dans la dernière colonne, et leur somme est 0,12031

Pour avoir le poids restant à 40°, on calculera le volume en pieds cubes occupé par la vapeur en cet instant : il se trouve être 1,22326. On multipliera ensuite ce volume par le poids d'un pied cube à la pression 15,089 livres. Ce poids est 0,0371, et le produit est. 0,04538

0,16569

Pour avoir le volume d'une cylindrée, il faut retrancher de 2394 pouces, qui est le cube du cylindre, le nombre 0,4212 × 133, ce dernier chiffre 133 représentant la surface du piston en pouces. Le nombre ainsi obtenu est égal à l'espace parcouru par le piston après que la vapeur a cessé d'entrer dans le cylindre (n. 69). On trouve ainsi que le volume réel d'une cylindrée est réduit à 1,35307 pieds cubes, et en multipliant ce volume par 0,1223, poids d'un pied cube à 55,12 livres, on trouve pour le poids d'une cylindrée de vapeur. 0,16548

Erreur de calcul. 0,00021

Ce résultat montre à la fois qu'il n'y a pas d'erreur sensible dans les calculs, et que la marche qu'on y a suivie est exacte. Dans de premières recherches, nous avions cru pouvoir nous dispenser de tenir compte de la variation de température, et nous avions introduit irrégulièrement les variations de volume et de section : aussi ne pouvions-nous arriver à la vérification que nous venons d'indiquer, et que nous répéterons pour tous les calculs suivants.

71. *Application numérique au cas de la marche sans avance.* — Nous avons encore appliqué la méthode de calcul désignée au cas de marche sans avance, selon les indications de la ligne 1, tableau C, et en faisant encore ici abstraction du tuyau d'échappement. Les autres dimensions de la machine et la vitesse de marche restent d'ailleurs les mêmes que dans le cas précédent.

Les résultats qui ont été obtenus sont indiqués dans le tableau suivant :

H. *Sans avance, sans tuyau d'échappement. Décroissance des pressions pendant la sortie de vapeur, depuis l'instant où elle commence à aller à l'échappement jusqu'à 60°.*

Désignation de l'arc parcouru		Pression initiale	Section de sortie de vapeur réduite par le coefficient 0,65.		Section moyenne réduite	Volume occupé par la vapeur.		Température moins 32°.		Poids d'un pied cube de vapeur à la pression $\frac{Q+K}{2}$	Poids initial de la vapeur renfermée dans le cylindre	Pression finale	Pression moyenne $\frac{Q+K}{2}$	Poids de vapeur écoulé
par l'excentrique α	par la manivelle β	Q.	Initiale.	Finale.	S.	Initial ω_1	Final ω_2	Initiale τ	Finale τ'	q	π	K.		φ
		livres.	po. car.	po. car.	po. car.	po. cub.	po. cub.			livres.	livres.	livres.	livres.	livres.
3°28′ — 8°28′	0° — 5°	55,120	0,0000	0,6967	0,3483	2394,0	2389,4	256°9	253°9	0,1214	0,16934	54,268	54,694	0,00258
8 28 — 13 28	5 — 10	54,268	0,6967	1,3859	1,0413	2389,4	2375,8	253 9	252 9	0,1180	0,16676	51,730	52,999	0,00810
13 28 — 18 28	10 — 15	51,730	1,3859	2,0610	1,7234	2375,8	2353,2	252 9	247 9	0,1114	0,15866	47,803	49,766	0,01240
18 28 — 23 28	15 — 20	47,803	2,0610	2,7156	2,3883	2353,2	2321,8	247 9	241 4	0,1024	0,14626	42,923	45,363	0,01553
23 28 — 28 28	20 — 25	42,923	2,7156	3,3484	3,0320	2321,8	2281,8	241 4	233 3	0,0918	0,13073	37,604	40,263	0,01690
28 28 — 33 28	25 — 30	37,604	2,3484	3,9488	3,6486	2281,8	2233,6	233 3	224 3	0,0805	0,11383	32,265	34,934	0,01701
33 28 — 38 28	30 — 35	32,265	3,9488	4,5168	4,2328	2233,6	2177,5	224 3	214 2	0,0696	0,09682	27,272	29,768	0,01592
38 28 — 43 28	35 — 40	27,272	4,5168	5,0462	4,7815	2177,5	2113,8	214 2	204 6	0,0596	0,08090	23,002	25,137	0,01362
43 28 — 48 28	40 — 45	23,002	5,0462	5,5341	5,2901	2113,8	2043,4	204 6	195 2	0,0512	0,06728	19,553	21,277	0,01135
48 28 — 53 28	45 — 50	19,553	5,5341	5,9758	5,7550	2043,4	1966,4	195 2	187 7	0,0446	0,05393	17,083	18,318	0,00856
53 28 — 58 28	50 — 55	17,083	5,9758	6,3683	6,1720	1966,4	1883,6	187 7	183 8	0,0401	0,04757	15,576	16,329	0,00571
58 28 — 63 28	55 — 60	15,576	6,3683	6,7094	6,5388	1883,6	1795,5	183 8	180 0	0,0376	0,04186	14,934	15,255	0,00352
														0,13100

72. Pour faire la vérification comme dans le cas précédent, on calculera le volume occupé par la vapeur à 60° : il se trouve être égal à 1,03906 pieds cubes, et en le multipliant par 0,0369, poids d'un pied cube à 14,934 livres, on aura pour le poids restant dans le cylindre. 0,03834

Ajoutons le volume écoulé ci-dessus, qui est. . . 0,13100

0,16934

Nous n'avons pas tenu compte de la détente qui a eu lieu pendant les 3 $\frac{1}{2}$ millièmes de la course (n. 58), et nous avons supposé dans le calcul qu'au commencement de la course, le volume total du cylindre était plein de vapeur à la pression de 55,12 livres.

Ainsi, en multipliant le volume total du cylindre, qui est de 1,38541, par 0,1223, poids d'un pied cube de vapeur à la pression 55,12, on obtient pour le poids de la vapeur qu'on a supposé être réellement entrée. 0,16943

Erreur de calcul. 0,00009

73. *Décroissance des pressions correspondant à la sortie de vapeur, en tenant compte du tuyau d'échappement.*— Nous allons maintenant considérer la résistance causée par le tuyau d'échappement; mais dans nos calculs nous ne pourrons avoir égard qu'à une partie des accidents auxquels elle est due. Voyons en effet de quoi se compose la résistance opposée au mouvement dans une conduite quelconque de fluide, on aura :

1° Des différences de pression entre chacune des parties de la conduite séparées par des étranglements. Ces différences, en admettant qu'il n'y ait ni coudes, ni frottements, pourront être calculées en se basant sur ce qu'entre deux chambres successives, la vitesse dans l'orifice qui les sépare et la section de cet orifice ou étranglement doivent donner lieu partout au même poids de gaz dépensé. Celle des résistances qui exercera

directement son action sur le piston sera celle qui devra servir au calcul du travail résistant.

2° La résistance causée par les frottements;

3° Celle occasionnée par les coudes brusques.

L'expérience n'ayant pas fourni des données sur ces deux derniers éléments de la résistance, nous sommes forcés de nous borner à l'évaluation du premier seulement. Nous n'obtiendrons donc pour résultat qu'un minimum auquel la résistance réelle ne pourra qu'être supérieure.

74. Si la conduite par où l'écoulement a lieu se composait de deux chambres seulement, et qu'elles fussent toutes deux tellement grandes qu'on pût admettre que la vitesse y est égale à 0, on commencerait par déterminer la pression dans celle qui communique directement avec l'atmosphère, de même que nous l'avons fait précédemment (n. 67), et la pression dans la seconde chambre ou dans le cylindre pourrait ensuite être déterminée au moyen de la vitesse dans l'orifice qui sépare les deux chambres, et de la pression dans la première, qu'on mettrait dans la formule à la place de F. Mais si la vapeur, en passant d'un orifice à l'autre, conserve une partie de sa vitesse, il ne sera plus nécessaire que la pression, dans la première chambre, corresponde à la vitesse réelle par l'orifice extérieur : car une partie de cette vitesse existe déjà, et la pression dans le vase n'a plus à produire que la différence entre la vitesse réelle et celle qu'a conservée le fluide entre les deux orifices. Enfin, si la seconde chambre se composait d'un tube d'une section uniforme égale à celle de l'orifice de sortie et débouchant à l'air libre, la vitesse serait partout la même dans ce tube, et la pression dans la seconde chambre, égale à 0.

Ainsi, dans le premier de ces trois cas, la pression calculée dans le cylindre est un maximum; dans le second, elle est comprise entre ce maximum et la pression qui y aurait lieu s'il n'y avait pas de tube d'échappement, et dans le troisième elle est un minimum, et peut être calculée comme si le cylindre communiquait directement avec l'atmosphère.

75. ***Equation des pressions initiales et finales pour un petit arc.*** — Dans le cas qu'offre la conduite de vapeur des lumières à l'échappement, le plus grand renflement se trouve situé vers la rencontre des deux tubes correspondant à chaque cylindre, et on peut admettre que la vitesse qui y a lieu est la plus petite qu'affecte la vapeur dans sa sortie: car on ne peut pas supposer qu'elle prenne une vitesse proportionnelle aux sections dans l'espace large, mais très court, qui est situé immédiatement après les lumières.

Nous calculerons donc la pression dans le tube d'échappement d'après la différence des vitesses de sortie à l'orifice, et dans le renflement dont nous venons de parler.

76. Pour cela, nous partirons de ce principe démontré en mécanique, que la différence des forces vives correspondant aux vitesses dont nous venons de parler est égale à la quantité de travail absorbé en imprimant aux molécules situées dans le plus grand renflement la vitesse qui doit les amener à celle de sortie.

Or, en posant généralement pour l'expression de la vitesse

$$v = \sqrt{2gh} = \sqrt{64{,}4\,h},$$

on a, pour la valeur F' de la force vive d'un poids φ de vapeur,

$$F' = \frac{\varphi v^2}{2g}.$$

D'un autre côté, le travail d'un poids φ, animé d'une vitesse correspondante à la hauteur h, est égal à φh.

En appelant v' la vitesse à l'échappement,

v'' la vitesse dans le plus grand renflement,

on aura donc :

$$(18) \qquad \frac{\varphi v'^2}{2g} - \frac{\varphi v''^2}{2g} = \varphi h \quad \text{ou} \quad \frac{v'^2 - v''^2}{64{,}4} = h.$$

h représente la hauteur de la colonne de vapeur qui s'oppose à la sortie par les lumières, et la densité de cette vapeur

est celle qui correspond à la vitesse de sortie par l'échappement, ou à la pression qui l'a produite. Soit q' le poids d'un pied cube à cette pression, et x le poids de la colonne dont la hauteur est h. On aura

$$hq' = x \quad \text{ou} \quad h = \frac{x}{q'};$$

et en substituant cette valeur de h dans (18), on a

$$\frac{v'^2 - v''^2}{64,4} = \frac{x}{q'}.$$

q' indiquant le poids d'un pied cube de vapeur, v' et v'' doivent être exprimés en pieds, et x doit indiquer la pression par pied carré. Si on veut que les vitesses soient estimées en pouce, et la pression en livres par pouce carré, il faudra remplacer ces quantités par

$$\frac{v'}{12}, \quad \frac{v''}{12}, \quad 144x,$$

et la formule obtenue sera alors

$$\frac{v'^2 - v''^2}{1155^2} = \frac{x}{q'}. \tag{19}$$

77. On arriverait à la même équation en admettant simplement que la résistance à la sortie par les lumières est due à la différence des deux colonnes h' et h'', correspondant, sous le poids de vapeur q', aux vitesses v' et v''. Ce principe se conçoit plus facilement *à priori* que celui que nous avons énoncé plus haut; de plus, il est d'accord avec une loi démontrée aussi bien par l'expérience que par le calcul, pour les liquides, savoir : que la pression contre les parois, dans une partie quelconque de la conduite, est mesurée par la hauteur du liquide au-dessus de la partie considérée, moins la hauteur correspondant à la vitesse dans cette partie. La pression contre les parois à l'endroit du plus grand renflement aura, par conséquent, la même définition, et sera la même que celle qui s'oppose à la sortie par les lumières.

Nous pouvons donc calculer cette pression en supposant qu'elle est mesurée par la différence des colonnes h' et h'', dont le poids du pied cube est égal à q'. On aura pour cela, entre ces hauteurs et les vitesses, la relation

$$v' = 8\sqrt{h'} \quad \text{et} \quad v'' = 8\sqrt{h''};$$

d'où l'on tire

(20) $h' - h'' = \frac{v'^2 - v''^2}{64}$, et on posera ensuite $q'(h' - h'') = x$;

et en remplaçant dans cette dernière $(h' - h'')$ par sa première valeur, on voit qu'elle devient la même que celle indiquée plus haut.

78. Pour déterminer v'' en fonction de v' dans l'équation (19), on remarquera que les densités de la vapeur doivent être les mêmes dans toutes les parties du tube, puisqu'il n'y a pas d'étranglement, et qu'ainsi la vitesse, dans le plus grand renflement, sera à celle de sortie comme la section de sortie est à celle du plus grand renflement. On pourra, par cette proportion, déterminer la vitesse dans le renflement; mais auparavant il faut remarquer que la section de sortie n'est pas égale à celle totale de l'orifice : car par ce même orifice passe la vapeur venant des deux cylindres, et il se trouve partagé en deux parties proportionnelles au poids de chacune de ces quantités de vapeur. Soient donc :

σ' la section réelle de l'échappement,

σ la portion de la section précédente par laquelle passe la vapeur sortant du cylindre considéré,

φ le poids de vapeur sortant du cylindre considéré,

φ' le poids de vapeur sortant de l'autre cylindre,

on aura $\sigma : \sigma' :: \varphi : \varphi + \varphi'$;

d'où l'on tire

$$\sigma = \frac{\sigma' \varphi}{\varphi + \varphi'}.$$

Soit maintenant σ'' la section du plus grand renflement, on

aura pour la proportion servant à déterminer v'' en fonction de v',

$$v'' : v' :: \frac{\sigma'\varphi}{\varphi+\varphi'} : \sigma''.$$

En faisant, dans cette proportion, $\sigma''=r'\sigma'$, on en tire

$$v''=\frac{v'\varphi}{r'(\varphi+\varphi')};$$

et enfin, en posant

$$r=\frac{\sigma''}{\sigma}=\frac{r'(\varphi'+\varphi)}{\varphi},$$

on obtient

$$v''=\frac{v'}{r}.$$

Substituant cette valeur dans (19), on arrive à l'équation

$$x=\frac{q'v'^2(r^2-1)}{1155^2\times r^2}. \tag{21}$$

Il ne reste plus qu'à remplacer v' par sa valeur en fonction de φ, et pour cela on aura

$$\varphi=\frac{v'q'\sigma}{1728\,\varepsilon}=\frac{v'q'\varphi r'}{1728\,\varepsilon(\varphi+\varphi')}.$$

Introduisant dans (20) la valeur de v' tirée de cette équation, on a

$$x=2,2383\,\frac{\varepsilon^2(\varphi+\varphi')^2(r^2-1)}{q'\sigma'^2r^2}. \tag{22}$$

x ne représente que la différence entre la pression absolue contre les parois et celle de l'atmosphère, et c'est $F+x$ qui est la pression réelle s'opposant à la sortie de vapeur hors du cylindre.

Dans l'équation (16), à laquelle on remontera, et qui est tirée de l'expression de la vitesse de sortie dans les lumières, on devra donc remplacer F par $F+x$, et elle devient

$$\varphi=0,6684\,\frac{Sq}{\varepsilon}\sqrt{\frac{Q+K-2(F+x)}{2q}}; \tag{23}$$

On aura encore, comme précédemment,

$$(15) \qquad K = \frac{\omega_1}{\omega^2} \times \frac{\pi - \varphi}{\pi} \times \frac{1 + a\tau'}{1 + a\tau}.$$

En remplaçant dans (23) x par sa valeur, et éliminant φ entre (23) et (15), on trouve, pour la pression finale,

$$(24) \quad K = Q\delta + \zeta + \frac{\beta}{2} - \sqrt{\beta\left(Q\delta + Q + \zeta + \frac{\beta}{4} - 2F\right) + \zeta^2 - \frac{\varphi' Q\delta}{\pi}\zeta}.$$

Dans cette équation, β, ζ et δ représentent les quantités suivantes

$$(24) \quad \beta = \left(\frac{0{,}4726\, Q\delta S}{\omega\pi}\right)^2 q \times \frac{q'\sigma'^2\tau'^2}{q'\sigma'^2\tau'^2 + qS^2(\tau^2 - 1)}; \quad \delta = \frac{\omega_1}{\omega_2} \times \frac{1 + a\tau'}{1 + a\tau}.$$

$$(24) \qquad \zeta = 4{,}4766\, \frac{\varepsilon^2(\tau^2 - 1)\,\beta\varphi'\pi}{\tau^2 Q\delta q\sigma'^2}.$$

79. *Discussion de l'équation des pressions.* — Cette équation diffère de celle (19) par l'intervention des termes où entre ζ, et par celle du coefficient.

$$\frac{q'\sigma'^2\tau'^2}{q'\sigma'^2\tau'^2 + qS^2(\tau^2 - 1)},$$

qui multiplie α.

Pour pouvoir la discuter plus facilement, supposons que l'on ait

$$K = Q\delta - D.$$

D indiquera la décroissance de pression due à la sortie de vapeur, car δ exprime la variation que le changement de volume et de température fait subir à la pression initiale. Pour simplifier l'expression de D, soit

$$Q\delta + Q - 2F = m, \quad \text{et} \quad \frac{\varphi' Q\delta}{\pi} = n.$$

On aura alors, pour la décroissance

$$D = \sqrt{\frac{\beta^2}{4} + \zeta^2 + m\beta + \zeta(\beta - n)} - \left(\frac{\beta}{2} + \zeta\right).$$

En ne considérant que la partie de cette expression qui est sous le radical, on voit que D augmente ou diminue dans un certain rapport proportionnel à β, tandis que, par le second terme, hors du radical, D se trouve diminué quand β augmente, et réciproquement. Mais l'influence que la valeur de β a sur la décroissance est beaucoup plus grande dans le premier terme que dans le second : car, dans la seule partie βm du radical, β se trouve multiplié par un nombre qui indique à peu près la différence entre la pression initiale et celle de l'atmosphère. n, d'ailleurs, n'exprime qu'une très petite fraction, toujours plus faible que β : on peut donc dire que D sera d'autant plus grand ou plus petit que β sera lui-même plus grand ou plus petit.

Cela posé, reportons-nous à l'expression de β, et voyons quel rôle y joue le coefficient qui la fait différer de celle de α. En donnant à r, dans ce coefficient, différentes valeurs supérieures à l'unité, on verra que, plus r augmente, plus la fraction totale diminue; en sorte que le coefficient aura atteint sa limite de décroissance quand r sera égal à l'infini; et comme $r^2 - 1$ se confond alors avec r^2, on aura

$$\beta = \alpha \frac{q\sigma'^2}{q'\sigma'^2 + qS^2}.$$

C'est à quoi l'on arriverait aussi en supposant, dans le principe, $v'' = 0$, ainsi qu'on peut le vérifier.

Ainsi, pour r égal à l'infini, β, et, par là, la décroissance D, sont les plus petits possible. Ce cas correspond à celui du maximum de résistance à la sortie qui aurait lieu, comme nous l'avons dit (n. 74), lorsqu'on pourra supposer que la vitesse entre les deux orifices se réduit à 0, c'est-à-dire lorsque le diamètre de la chambre sera infini.

En faisant varier r depuis l'infini jusqu'à 1, la valeur de β

va en augmentant, ce qui fait correspondre K aux valeurs intermédiaires entre le maximum et le minimum indiqués (n. 74). Enfin, lorsque r a atteint l'unité, le multiplicateur de α se trouve aussi égal à 1, ζ devient égal à 0, la valeur de K devient la même que celle donnée par l'équation (19), et la décroissance est alors à son maximum. C'est ce qui démontre ce que nous avons avancé au sujet du troisième cas (n. 74), dans lequel on supposait que la première chambre se réduisait à un tube de diamètre uniforme dans toute sa longueur. Ainsi, les déductions de l'équation (24) sont d'accord avec les principes évidents que nous avons posés en commençant.

On peut encore supposer que r est plus petit que 1; mais alors v'' sera plus grand que v', et on devra écrire dans (20) $v''^2 - v'^2$, au lieu de $v'^2 - v^2$. En remplaçant v'' par sa valeur, on verra alors que

$$\frac{r^2-1}{r^2} \text{ se change en } \frac{1-r^2}{r^2}.$$

Pour avoir égard aux valeurs de r plus petites que l'unité, il faut donc d'abord remplacer, dans β et ζ, r^2-1 par $1-r^2$, et alors on voit que, pour une valeur donnée de r plus petite que 1, le multiplicateur de α devient une fraction inférieure à l'unité, et qu'alors les décroissances recommencent à diminuer.

Enfin, si r est égal à 0, c'est-à-dire si on ferme l'orifice, les valeurs de β et ζ se réduisent à 0, et K n'est plus exprimé que par $Q\delta$, ce qui doit, en effet, avoir lieu.

La valeur de r ne peut pas être supposée négative, puisqu'elle indique le rapport de deux quantités positives.

Sous le rapport des variations de S, on peut voir encore que la valeur de β sera d'autant plus petite, et par conséquent la décroissance des pressions d'autant plus lente que S sera plus grand par rapport à σ'. En supposant r égal à l'infini, et S à σ', on voit qu'à la différence près des poids d'un pied cube de vapeur q et q', la valeur de β sera doublée. Ainsi, lorsque les lumières seront très ouvertes, c'est-à-dire vers la fin de la dé-

croissance, l'influence du tuyau d'échappement sera beaucoup plus sensible que dans le commencement. Si on fait S ou σ' égale à 0, la valeur de K se réduit à Qδ, de même que quand nous avons supposé $r = 0$.

80. Tout n'est pas connu dans l'équation (24) : ainsi r est fonction de φ, et il aurait fallu, dès le commencement, introduire sa valeur dans celle de x; mais alors on arrive à une équation du 4e degré, renfermant des termes de tous les degrés précédents. Nous sommes donc obligé de nous en tenir aux équations ci-dessus, qui rendent déjà très longue la détermination des pressions successives. Elles renferment les quantités r', q, q' et r, auxquelles on est obligé d'assigner des valeurs approximatives. Lorsque, après avoir résolu l'équation avec ces valeurs supposées, on trouve, en les vérifiant, qu'elles ne sont pas exactes, on résout de nouveau l'équation avec des valeurs plus approchées, jusqu'à ce que l'on arrive à les faire toutes concorder entre elles et avec les pressions. C'est ainsi qu'ont été faits les calculs qui ont servi à construire les tableaux suivants.

Les valeurs de φ' ont été calculées en supposant dans le deuxième cylindre une pression constante égale à celle de l'atmosphère.

81. *Application numérique au cas de la marche sans avance.* — Pour faire des applications numériques des formules précédentes, nous avons d'abord donné à l'orifice du tuyau d'échappement 3 pouces de diamètre, et la section d'écoulement a été calculée en admettant le coefficient de contraction 0,94, ce qui donne 44 pouces pour la valeur de σ'^2. Ce diamètre est celui qu'on donne généralement aux machines dont le cylindre a 13 pouces de diamètre. Nous avons ensuite adopté pour r' le nombre 2,15, après avoir reconnu que, dans les machines actuelles, la plus grande section du tuyau d'échappement varie entre 2 et 2,25 fois celle de l'orifice d'échappement.

Le tableau suivant indique la décroissance des pressions pour la marche sans avance, suivant les données de la ligne 1, tableau C, et en adoptant les mêmes dimensions et vitesses que dans les premiers calculs (n. 51), où on ne tenait pas compte du tuyau d'échappement.

I. *Sans avance, en tenant compte du tuyau d'échappement. Décroissance des pressions pendant la sortie de vapeur, depuis l'instant où elle commence à aller à l'échappement jusqu'à 70°.*

Désignation de l'arc parcouru par l'excentrique ε.	Désignation de l'arc parcouru par la manivelle β.	Pression initiale Q.	Section de sortie de vapeur réduite par le coefficient 0,65. Initiale.	Section de sortie de vapeur réduite par le coefficient 0,65. Finale.	Section moyenne réduite S.	Volume occupé par la vapeur. Initial ω_0.	Volume occupé par la vapeur. Final ω_1.	Température moins 32°. Initiale τ.	Température moins 32°. Finale τ_1.	Poids d'un pied cube de vapeur à la pression $\frac{Q+K}{2}$ q	Poids initial de la vapeur renfermée dans le cylindre ε.	Poids d'un pied cube de vapeur à la pression correspondant à la vitesse par le tuyau d'échappem. q'.	Rapport de la section du plus grand renflement à la section de sortie réduite r.	Poids de vapeur sortant du deuxième cylindre φ'.	Pression finale K.	Pression moyenne $\frac{Q+K}{2}$.	Poids de vapeur écoulée φ.
		livres.	po. car.	po. car.	po. car.	po. cub.	po. cub.			livres.	livres.	livres.		livres.	livres.	livres.	livres.
3°28′ — 8°28′	0° — 5°	55,120	0,0000	0,6967	0,3483	2394,0	2389,4	256°9	255°9	0,1215	0,16954	0,0689	3,85	0,00220	54,273	54,696	0,00258
8 28 — 13 28	5 — 10	54,273	0,6967	1,3859	1,0413	2389,4	2375,8	255 9	253 0	0,1181	0,16676	0,0650	2,74	0,00218	51,816	53,044	0,00782
13 28 — 18 28	10 — 15	51,816	1,3859	2,0610	1,7234	2375,8	2353,2	253 0	248 4	0,1118	0,15894	0,0508	2,54	0,00215	48,455	49,985	0,01173
18 28 — 23 28	15 — 20	48,155	2,0610	2,7156	2,3883	2353,2	2321,8	248 4	242 5	0,1035	0,14721	0,0547	2,47	0,00210	45,753	45,954	0,01412
23 28 — 28 28	20 — 25	43,753	2,7156	3,3484	3,0320	2321,8	2281,8	242 5	235 7	0,0942	0,13309	0,0563	2,44	0,00203	39,090	41,421	0,01517
28 28 — 33 28	25 — 30	39,090	3,3484	3,9488	3,6486	2281,8	2233,6	235 7	228 2	0,0845	0,11792	0,0561	2,43	0,00195	34,472	36,781	0,01503
33 28 — 38 28	30 — 35	34,472	3,9488	4,5168	4,2328	2233,6	2177,5	228 2	220 2	0,0750	0,10289	0,0545	2,43	0,00186	30,132	32,302	0,01418
38 28 — 43 28	35 — 40	30,132	4,5168	5,0462	4,7815	2177,5	2113,8	220 2	212 0	0,0662	0,08871	0,0519	2,45	0,00174	26,277	28,204	0,01275
43 28 — 48 28	40 — 45	26,277	5,0462	5,5341	5,2901	2113,8	2043,4	212 0	204 6	0,0586	0,07596	0,0489	2,47	0,00162	23,015	24,646	0,01092
48 28 — 53 28	45 — 50	23,015	5,5341	5,9758	5,7550	2043,4	1966,4	204 6	197 6	0,0521	0,06504	0,0458	2,50	0,00148	20,370	21,692	0,00911
53 28 — 58 28	50 — 55	20,370	5,9758	6,3683	6,1720	1966,4	1883,6	197 6	191 9	0,0469	0,05595	0,0431	2,54	0,00134	18,344	19,357	0,00732
58 28 — 63 28	55 — 60	18,344	6,3683	6,7994	6,5388	1883,6	1795,5	191 9	187 0	0,0430	0,04861	0,0408	2,60	0,00118	16,824	17,644	0,00570
63 28 — 68 28	60 — 65	16,884	6,7994	6,9948	6,8521	1795,5	1702,8	187 0	184 1	0,0403	0,04291	0,0391	2,67	0,00102	15,967	16,425	0,00418
68 28 — 73 28	65 — 70	15,957	6,9948	7,2242	7,1095	1702,8	1606,4	184 1	181 6	0,0387	0,03873	0,0380	2,72	0,00084	15,464	15,715	0,00331
																	0,13392

82. Pour faire la vérification du calcul, on multipliera le volume 1606,4, qui, estimé en pieds, est égal à 0,92965, par 0,0381, qui est le poids d'un pied cube, correspondant à la pression finale 15,464, et l'on aura pour le poids de la vapeur restant dans le cylindre, à 70°. 0,03542

Ajoutons le poids écoulé de 0° à 70°. 0,13392

0,16934

Le poids réellement entré est, comme on l'a déjà calculé (n° 72). 0,16943

Erreur de calcul. 0,00009

83. On pourrait continuer à calculer les pressions décroissantes jusqu'à 90° au moyen de la formule (24); mais il sera plus court, et suffisamment exact, de supposer φ et φ' connus, en leur donnant des valeurs un peu supérieures à celles qu'ils auraient si la pression était exactement de 1 atmosphère dans le cylindre. Au moyen de ces valeurs et de la formule (22), on calculera d'abord les pressions x dans le tuyau d'échappement. Ensuite, pour avoir celles dans le cylindre, on aura recours à la formule

$$v = \frac{1155}{\varepsilon}\sqrt{\frac{P-(F+x)}{q}},$$

dans laquelle on remplacera v par sa valeur $\frac{V}{S}$, V représentant la différence en pouces cubes des volumes au commencement et à la fin de l'arc parcouru. La valeur de P, tirée de l'équation ci-dessus après cette substitution, indiquera la pression dans le cylindre, et sera

$$(25) \qquad P = F + x + \frac{V^2 q_\varepsilon^2}{1155^2 S^2}.$$

Le tableau suivant donne les résultats de ce calcul.

K. *Sans avance, en tenant compte du tuyau d'échappement. Pressions résistantes de 70 à 90°.*

Arcs parcourus par		Section réduite.		Section réduite moyenne.	Volume occupé par la vapeur.		r	x	P
l'excentrique.	la maniv.	Initiale.	Finale.		Initial.	Final.			
		po. car.	po. car.	po. car.	po. cub.	po. cub.		livres.	livres.
73°28'—78°28'	70°—75°	7,2242	7,3125	7,2683	1606,4	1506,8	2,83	0,328	15,207
78 28—83 28	75 —80	7,3125	7,3125	7,3125	1506,8	1404,8	2,62	0,290	15,175
83 28—88 28	80 —85	7,3125	7,3125	7,3125	1404,8	1301,3	2,44	0,245	15,134
88 28—86 32	85 —90	7,3125	7,3125	7,3125	1301,3	1197,0	2,25	0,204	15,093

84. Pour déterminer les pressions dans le tube d'échappement de 90° à la fin de la course, il faudra avoir égard à la réaction causée par le courant de vapeur sortant du deuxième cylindre. Pour ce dernier, les mêmes décroissances de pression, et, par là, les mêmes réactions dans le tube d'échappement, commenceront à se manifester à partir de 90° : car, en supposant le mouvement du piston symétrique, la sortie de la vapeur y aura lieu de 90 à 180°, de la même manière que nous venons de l'indiquer pour le premier cylindre de 0 à 90°. La pression contre les parois dans le tube d'échappement du deuxième cylindre variera suivant les différentes sections de ce tube, et celle qui aura lieu à l'endroit de la rencontre des deux courants de vapeur indiquera la réaction cherchée : car la vapeur, sortant du cylindre que nous considérons, éprouvera, pour sortir de la partie courbe du tuyau d'échappement, la même résistance que si elle débouchait, à la rencontre des deux courants, dans un vase où la pression fût égale à celle de l'atmosphère, plus la réaction indiquée. Mais comme cette partie courbe n'est pas une chambre, et qu'elle n'est pas séparée par un étranglement du tube où s'exerce la réaction, il s'ensuit que la pression dans cette partie sera la même qu'à l'exté-

rieur, et qu'ainsi la pression contre les parois à la rencontre des deux tubes sera toujours commune aux deux cylindres.

Il arrive généralement que cette rencontre a lieu à l'endroit du plus grand renflement; et comme nous avons dit que la pression contre les parois dans cette partie du tube est celle qui s'oppose à la sortie de vapeur, on voit que les mêmes pressions x, déjà évaluées de 0 à 90°, se répéteront dans le même ordre de 90 à 180°, et donneront ainsi, pour cette dernière partie de la course, les pressions résistantes à la sortie par les les lumières.

Pour calculer les pressions successives dans le premier cylindre de 90 à 180°, on supposera alors que la vapeur qui en sort rencontre une résistance, indiquée par les pressions dans le plus grand renflement du tube d'échappement, qu'occasionne la sortie de vapeur du deuxième cylindre. On commencera donc par calculer les valeurs de x au moyen de la formule (22), dans laquelle on remplacera r, φ et φ', par les nombres correspondants indiqués dans la table I, et ensuite on obtiendra les pressions dans le cylindre au moyen de l'équation (25) dont nous nous sommes déjà servis. C'est ainsi qu'a été construit le tableau suivant :

L. *Sans avance, en tenant compte du tuyau d'échappement. Pressions résistantes de 90° à 180°*

Arcs parcourus par		Section réduite.		Section réduite moyenne.	Volume occupé par la vapeur.		x.	P.
l'excentrique.	la maniv.	Initiale.	Finale.		Initial.	Final.		
		po. car.	po. car.	po. car.	po. cub.	po. cub.	livres.	livres.
86°32′—81°32′	90° —85°	7,3125	7,3125	7,3125	1197,0	1092,7	0,92	15,82
81 32 —76 32	85 —80	7,3125	7,3125	7,3125	1092,7	989,2	3,11	18,03
76 32 —71 32	80 —75	7,3125	7,1423	7,2274	989,2	887,2	5,40	20,34
71 32 —66 32	75 —70	7,1423	6,8913	7,0168	887,2	787,6	6,87	21,83
66 32 —61 32	70 —65	6,8913	6,5836	6,7374	787,6	691,1	7,49	22,47
61 32 —56 32	65 —60	6,5836	6,2226	6,4031	691,1	598,5	7,43	22,41
56 32 —51 32	60 —55	6,2226	5,8108	6,0167	598,5	510,4	6,78	21,76
51 32 —46 32	55 —50	5,8108	5,3310	5,5809	510,4	427,6	5,78	20,75
46 32 —41 32	50 —45	5,3310	4,8467	5,0988	427,6	350,6	4,65	19,62
41 32 —36 32	45 —40	4,8467	4,3009	4,5738	350,6	280,1	3,48	18,45
36 32 —31 32	40 —35	4,3009	3,7194	4,0101	280,1	216,5	2,48	17,45
31 32 —26 32	35 —30	3,7194	3,1058	3,4126	216,5	160,4	1,62	16,60
26 32 —21 32	30 —25	3,1058	2,4646	2,7852	160,4	112,1	1,00	16,00
21 32 —16 32	25 —20	2,4646	1,8018	2,1332	112,2	72,2	0,61	15,65
16 32 —11 32	20 —15	1,8018	1,1209	1,4613	72,2	40,8	0,33	15,45
11 32 — 6 32	15 —10	1,1209	0,4282	0,7745	40,8	18,5	0,29	15,80
6 32 — 1 32	10 — 5	0,4282	0,0000	0,2141	18,2	4,0	0,24	19,82
1 32 — 3 28	5 — 0	0,0000	0,0000	0,0000	4,5	0,	0,20	19,89

85. *Application numérique à l'avance de* $\frac{4}{12}$ *de pouce.* — Les mêmes calculs dont nous venons d'indiquer la marche pour déterminer le temps de la sortie de vapeur, en tenant compte du tuyau d'échappement, ont encore été appliqués au cas de l'avance indiquée ligne 2, tableau C. Nous ne donnerons pas ici tous les éléments du calcul comme nous l'avons fait pour les cas précédents, nous bornant à indiquer dans la table suivante, M, les pressions moyennes auxquelles nous sommes arrivé.

M. [illegible] en tenant compte de [illegible]. Pressions décroissantes depuis [illegible] à l'échappement jusqu'à 60°.

ARCS PARCOURUS		PRESSIONS
PAR L'EXCENTRIQUE.	PAR LA MANIVELLE.	MOYENNES.
		livres.
[illegible] — [illegible]	[illegible] — 2°	54,20
[illegible] — [illegible]	2 — 3	52,65
[illegible] — [illegible]	3 — 4	49,72
[illegible] — [illegible]	4 — 5	45,74
[illegible] — [illegible]	5 — 11	40,96
[illegible] — [illegible]	11 — 15	36,06
[illegible] — [illegible]	15 — 20	31,53
[illegible] — [illegible]	20 — 25	27,24
[illegible] — [illegible]	25 — 30	23,67
[illegible] — [illegible]	30 — 35	20,53
[illegible] — [illegible]	35 — 40	18,73
[illegible] — [illegible]	40 — 45	17,25
[illegible] — [illegible]	45 — 50	16,20
[illegible] — [illegible]	50 — 55	15,70
[illegible] — [illegible]	55 — 60	15,40

98. *Comparaison sommaire des marches avec et sans avance.* — On peut maintenant se rendre compte des avantages qui résultent de l'avance du tiroir en comparant les pressions moyennes résistantes dans les deux tables I et M, pour des arcs de même rang parcourus par la manivelle. Nous y voyons que dans la seconde ces pressions sont toutes moins fortes que dans la première, et que, dans l'une, l'obstacle causé par la décroissance des pressions est anéanti à 60°, tandis que, dans l'autre, il ne l'est qu'à 70. Nous calculerons plus loin l'économie de travail résultant de cette différence, qui serait

encore la même si on pouvait tenir compte des chocs et frottements que nous avons négligés : car, dans l'un et l'autre cas, les vitesses de la vapeur étant à peu près les mêmes, les résistances causées par les frottements seront aussi les mêmes.

NOUVELLE DISPOSITION.

87. *Comment on a été conduit à sa recherche.* — Après avoir reconnu les avantages de l'avance, il se présente naturellement une question très intéressante, qui est celle-ci : Puisqu'il y a avantage à donner de l'avance au tiroir, peut-on, sans inconvénient, augmenter cette avance bien au delà des limites que nous nous sommes données jusqu'à présent, de telle sorte, par exemple, que l'obstacle dû à la sortie de vapeur soit anéanti au commencement de la course?

On pourra certainement arriver dans tous les cas à ce résultat, et il suffira pour cela de faire varier la différence des découvrements, et de changer l'angle de l'avance. Le tableau C donne des exemples de ces différents arrangements ; et, en se donnant l'angle de la manivelle auquel on veut que la vapeur commence à aller à l'échappement ou cesse d'entrer dans le cylindre, on en pourra déduire les proportions correspondantes de la distribution.

Supposons, par exemple, que l'on veuille que l'entrée de vapeur soit fermée à 60° avant la fin de la course, afin que, pendant le parcours de cet arc, la pression puisse baisser dans le cylindre jusqu'à devenir à peu près égale à celle de l'atmosphère, lorsque le piston est arrivé à la fin de sa course. On trouvera ce cas indiqué dans la ligne 11 du tableau C, en même temps que l'angle de l'avance, la course, les deux découvrements et la longueur du tiroir qu'il faudra adopter pour arriver à ce résultat. Dans cet exemple, la vapeur agira par détente de 60° 1′ à 53° 30′, et, à ce dernier angle, elle commencera à aller à l'échappement. De 53° 30′ à 0°, la pression baissera dans le cylindre, et, la lumière continuant à se découvrir, le tiroir occupera, lorsque le piston sera à la fin de sa

course, la position *ab* (pl. II, fig. 11). Les pressions de la vapeur, de 60° 1′ à 53° 30′, seront motrices, et il y aura par là augmentation de travail moteur sans augmentation de dépense de vapeur; la machine, en un mot, sera placée dans le cas d'une machine à détente; seulement la détente s'y fera plus rapidement que si elle était due à la seule augmentation de volume.

Mais, d'un autre côté, il y aura, comme nous l'avons déjà indiqué (n. 59), une augmentation de résistance, résultant de ce que la vapeur sortant du cylindre par une de ses extrémités aura accès dans l'autre, à partir de 53° 30′, jusqu'à ce que le bord *c* de la bride ait atteint, dans sa course de *f* en *c*, le bord *d* de la lumière, instant auquel la communication de pression cessera seulement d'avoir lieu. Le parcours de la ligne *cd* correspondra à un espace très court parcouru par le piston : car, sur la fin de la course, ses vitesses sont très petites par rapport à l'arc décrit par la manivelle; et il en résulte que, pendant la presque-totalité de la portion de course correspondant à l'arc 53° 30′ à 0°, les deux côtés du piston communiquant entre eux, il ne pourra pas y avoir de pression utilisée, et par là pas de travail moteur produit. Lorsque les deux côtés du piston cessent de communiquer, la vapeur est refoulée sans issue, et produit ainsi, comme nous l'avons déjà dit (n. 59), un travail résistant.

Tel est l'obstacle que l'on rencontrerait en voulant, dans les circonstances actuelles, augmenter beaucoup l'avance des tiroirs. On diminuerait la puissance de la machine, en diminuant, il est vrai, la dépense de vapeur, et l'avantage qui résulterait de la suppression des résistances de sortie ne compenserait pas l'inconvénient de faire travailler le piston sans effet utile pendant le quart environ de la course.

88. *Description.* — Ayant été conduit à ces résultats par l'examen de la marche des tiroirs, et par les calculs sur la sortie que nous venons d'indiquer, nous avons cherché le moyen d'éviter la réaction d'un côté à l'autre du piston dans

le cas d'une grande avance, et, cette idée une fois conçue, rien n'est plus facile que de parvenir à en faire l'application. Il suffit en effet, pour cela, d'isoler l'un de l'autre les deux canaux de sortie de vapeur jusqu'à la rencontre du tuyau d'échappement, où les courants peuvent se rencontrer parallèlement, au lieu d'être opposés directement l'un à l'autre, comme cela a lieu sous le tiroir.

La construction par laquelle on atteindra ce résultat est représentée dans les pl. IV et V. Le tiroir s'y trouve divisé en deux parties dont les concavités ne communiquent pas entre elles, et qui peuvent être éloignées ou rapprochées l'une de l'autre au moyen d'écrous tournant sur la tige. Cette disposition est adoptée déjà dans plusieurs machines; mais elle n'y a pas d'autre but que de faciliter le règlement de la distance entre les deux brides, tandis qu'ici elle sert de plus à isoler les courants de vapeur.

Dans toutes les machines construites jusqu'à présent, l'issue de vapeur a lieu sur le côté du cylindre par une seule ouverture, et aucune d'elles n'est construite de manière à éviter que les courants de vapeur se rencontrent en sens directement opposés l'un à l'autre. Dans la disposition indiquée, au contraire, il y a un canal de sortie pour chaque extrémité du cylindre et deux ouvertures latérales correspondant à chacun de ces canaux.

89. *Avantages.* — Une seconde amélioration dans la disposition que nous indiquons résulte de ce que le tube d'échappement a le même diamètre dans toutes ses parties, afin que les vitesses y soient partout les mêmes qu'à la sortie, et qu'il n'y ait ni pression contre les parois, ni, par conséquent, de réaction d'un cylindre à l'autre.

Cette réduction de diamètre du tuyau d'échappement aurait des inconvénients si on l'appliquait aux machines actuelles, où la sortie de vapeur produit un effet nuisible : car, les frottements étant proportionnels au carré de la vitesse, à la longueur de la conduite, et en raison inverse de son diamètre, on a intérêt, pour diminuer la durée de sortie, à réduire la vitesse dans

le tube d'échappement, et à augmenter ses diamètres intérieurs, ce à quoi l'on arrive en lui donnant une forme conique. D'un autre côté, en augmentant beaucoup le plus grand renflement, nous avons vu que la durée de sortie, et surtout la réaction d'un cylindre à l'autre, tendaient à devenir plus grandes. On voit donc que dans les machines actuelles il n'est pas indifférent, sous le rapport de l'effet utile, d'augmenter ou diminuer le renflement du tuyau d'échappement, et les dimensions actuelles, qui résultent de l'expérience, sont sans doute préférables à toutes autres. Mais, en supprimant l'effet nuisible de la sortie de vapeur, et en rendant au contraire cet effet utile pour produire un travail moteur, l'inconvénient de la durée de sortie n'existera plus, et on pourra réduire le diamètre du tuyau d'échappement sans craindre de l'augmenter.

90. Dans cette nouvelle disposition, la décroissance des pressions devant avoir lieu presque en entier pendant que le piston achève sa course, la durée de sortie sera plus courte, à pression initiale égale, que lorsqu'elle a lieu au commencement, d'abord parce que le poids de vapeur qui doit s'écouler sera plus faible, et ensuite parce que le piston, au lieu de fouler la vapeur, tend à la détendre en marchant en sens inverse de sa direction de sortie (n. 65). Mais comme on n'a pas intérêt ici à accélérer la décroissance des pressions, ce résultat n'aura rien d'avantageux; dans certains cas, il pourra même être bon de réduire les lumières pour que l'effet utile produit se rapproche plus de celui d'une simple détente ayant lieu sans issue de vapeur hors du cylindre.

91. Un avantage de premier ordre que présente encore cette disposition, c'est la possibilité d'augmenter la vitesse de marche, sans avoir à craindre l'obstacle de la sortie de vapeur, qui a contribué en grande partie jusqu'à présent à limiter cette vitesse. Quelle que soit, en effet, l'augmentation de la durée de sortie qui résulte de la vitesse du piston, on pourra toujours, en organisant la distribution suivant les règles que nous avons

établies, rendre utiles au lieu de nuisibles les pressions successives qui auront lieu.

92. *Calcul appliqué à la nouvelle disposition.* — Les éléments qui règlent la durée de sortie étant, dans ces nouvelles circonstances, très différents de ceux qui se sont présentés dans les cas d'avance précédemment examinés, nous avons de nouveau appliqué la formule (24) à un exemple particulier, en admettant pour cela les données indiquées dans la ligne 11 du tableau C (*a*).

(*a*) Pendant que je me livrais à ces recherches, MM. les ingénieurs des chemins de fer de Saint-Germain et Versailles se disposaient à faire sur leurs machines des expériences dont je n'ai eu connaissance qu'à mon retour en France.

Le n° 20 du tableau C indique les dimensions données à la distribution d'une des machines du Creuzot; mais il est probable qu'avant de la mettre en train ces dimensions seront changées, et qu'on adoptera celles indiquées n° 21. Dans tous les essais qui ont été faits précédemment sur le chemin de fer de Saint-Germain par MM. Flachat et Petiet, on avait admis que la distance intérieure *xi* (pl. II) d'un bord à l'autre des brides ne devait pas dépasser celle *tc* d'un bord à l'autre des lumières. De cette façon il ne pouvait en aucune manière y avoir réaction d'un côté à l'autre du piston, et la double sortie accompagnée d'un tiroir divisé en deux compartiments que nous avons proposée devenait inutile. En partant du principe que la distance *xi* doit être égale dans tous les cas à celle *tc*, les changements aux anciennes dispositions se bornaient d'un côté à élargir les brides pour augmenter le temps de l'action de la vapeur par détente, et de l'autre à modifier l'angle de calage, de manière à rendre nulle ou très faible l'avance d'entrée de vapeur.

Le n° 21 du tableau C est un exemple de l'application de cette méthode, dans lequel l'élargissement des brides peut être regardé comme porté à son extrême limite. En effet, il est tel, que la vapeur cesse d'aller à l'échappement aux 0,067, c'est-à-dire au $\frac{1}{15}$, avant la fin de la course; et, pendant cette portion du parcours, il y a refoulement de la vapeur sans issue. La course étant de 18 pouces, il y aura donc refoulement pendant 1,2 pouce, et, pour que la pression à la fin de la course ne s'élève pas à plus de 3,75 atmosphères, il faut qu'il reste un jeu de $\frac{1}{3}$ de pouce entre le fond du cylindre et le piston. S'il arrivait, par suite de l'usure des coussinets de la tête de bielle, ou d'une pose incorrecte, que ce jeu devînt moindre, il y aurait soulèvement des tiroirs et rentrée de vapeur du cylindre dans la chaudière; mais tant que cette

Dans cette application, nous avons donné aux lumières 6 pouces de largeur au lieu de 9 que nous avions admis jusqu'à présent. Leur section se trouvant ainsi réduite, la durée de sortie tendra à s'augmenter.

Nous avons de plus porté la vitesse à 36 milles à l'heure, ce qui est du reste (n° 4) une conséquence de la diminution de vapeur consommée à chaque cylindrée. Le nombre c d'arcs de 5° parcourus par seconde, qui était, à 30 milles de vitesse, 183,

dernière circonstance n'aura pas lieu, le refoulement ne produira pas de déperdition de travail : car la vapeur comprimée restitue dans le commencement de la course le travail que sa compression a exigé vers la fin de la course précédente.

Il nous semble que dans le n° 21 on a poussé trop loin le refoulement, et en outre que l'ouverture de sortie de vapeur, n'étant faite que 30° avant la fin de la course, n'est pas assez prématurée. Pour conserver la fermeture d'entrée de vapeur à 60° ou au $\frac{1}{6}$ avant la fin de la course sans qu'il y ait réaction d'un côté à l'autre du piston, on ne peut cependant pas donner à la distribution d'autres proportions que celles d'où résulte un refoulement pendant 30° et une avance de sortie de 30°.

En alliant le principe de la double sortie avec celui de l'élargissement des brides dans des limites qui ne causent qu'un refoulement très faible, on pourrait adopter une disposition qui aurait des avantages sur celle à laquelle nous avons appliqué le calcul, et même probablement sur celle du n° 21. Suivant les proportions indiquées dans le n° 22, par exemple, l'action de la vapeur par détente a lieu pendant les 0,1664 de la course, et dans le n° 21 elle a lieu pendant les 0,1830, ce qui ne fait qu'une faible différence. Mais dans un cas la vapeur commence à aller à l'échappement à 47° avant la fin de la course, et dans l'autre à 30°, ce qui permet de transformer en puissance motrice une plus grande portion des pressions décroissantes de sortie, dont une assez grande partie dans le n° 21 agit encore comme force résistante. Dans le n° 22, le refoulement n'a lieu aussi que pendant $\frac{1}{20}$ de la course, et la vapeur cesse d'entrer dans le cylindre environ aux $\frac{2}{3}$ de la course.

On voit par là que la double sortie avec division du tiroir en deux parties, qui, dans aucun cas, ne peut offrir d'inconvénients ni d'effets nuisibles, rend plus commode et plus facile l'arrangement de la distribution pour arriver au meilleur effet utile, surtout lorsqu'on se propose de l'appliquer à de très grandes vitesses de marche.

devra être alors multiplié par le rapport de 36 à 30, et se trouvera être égal à 219,6. Pour le premier arc seulement, on aura $\varepsilon = 313{,}7$.

Afin d'obtenir des résultats plus facilement comparables avec les précédents, nous supposerons toujours que la pression, à l'instant où la vapeur cesse d'entrer dans le cylindre, est de 55,12 livres par pouce carré.

La vapeur agissant par détente de 60° 1′ à 53° 30′, la pression sera calculée au point de la course correspondant à ce dernier angle de la manivelle, d'après les volumes occupés par la vapeur à 60° 1′ et à 53° 30′. On trouvera ainsi que cette pression, qui représente celle initiale du premier arc, est égale à 51,567.

Nous donnons, dans un tableau semblable aux précédents, les résultats du calcul appliqués à ce cas particulier de l'avance des tiroirs.

AVANCE DES VINGT-DEUX DOUZIÈMES DE POUCE.

Décroissance des pressions depuis l'instant où la vapeur cesse d'entrer dans le cylindre jusqu'à la fin de la course.

N.

Désignation de l'arc parcouru par l'excentrique α.	Désignation de l'arc parcouru par la manivelle β.	Pression initiale Q.	Section de sortie de vapeur réduite par le coefficient 0,65. Initiale.	Section de sortie de vapeur réduite par le coefficient 0,65. Finale.	Section moyenne réduite S.	Volume occupé par la vapeur. Initial ω_1.	Volume occupé par la vapeur. Final ω_2.	Température moins 32°. Initiale τ.	Température moins 32°. Finale τ'.	Poids d'un pied cube de vapeur à la pression $\frac{Q+K}{2}$ q	Poids initial de la vapeur renfermée dans le cylindre π.	Poids d'un pied cube de vapeur à la pression correspondant à la vitesse par le tuyau d'échappem. q'.	Rapport de la section du plus grand renflement à la section de sortie réduite r.	Poids de vapeur sortant du deuxième cylindre φ'.	Pression finale K.	Pression moyenne $\frac{Q+K}{2}$.	Poids de vapeur écoulée φ.
		livres.	po. car.	po. car.	po. car.	po. car.	po. car.			livres.	livres.	livres.		livres.	livres.	livres.	livres.
22°49′ — 19°19′	53°50′ — 50	51,567	0,0000	0,4536	0,2268	1909,0	1966,4	252°8	249°6	0,1125	0,12716	0,0370	5,17	0,00094	49,092	50,329	0,00198
19 19 — 14 19	50 — 55	49,092	0,4536	1,1185	0,7860	1966,4	2045,4	249 6	244 7	0,1062	0,12518	0,0401	2,88	0,00148	45,349	47,220	0,00417
14 19 — 9 19	45 — 40	45,349	1,1185	1,7987	1,4586	2045,4	2115,9	244 7	238 6	0,0978	0,12101	0,0453	2,64	0,00162	40,941	43,145	0,00700
9 19 — 4 19	40 — 35	40,941	1,7987	2,4882	2,1434	2115,9	2177,5	238 6	231 2	0,0884	0,11401	0,0487	2,58	0,00174	36,331	38,636	0,00879
4 19 — 0 41	35 — 30	36,331	2,4882	3,1824	2,8353	2177,5	2233,6	231 2	223 8	0,0789	0,10322	0,0500	2,57	0,00186	31,958	34,144	0,00931
0 41 — 5 41	30 — 25	31,958	3,1824	3,8762	3,5293	2233,6	2281,8	223 8	215 6	0,0700	0,09591	0,0501	2,60	0,00195	27,931	29,944	0,00929
5 41 — 10 41	25 — 20	27,931	3,8762	3,9000	3,9000	2281,8	2321,8	215 6	208 2	0,0621	0,08662	0,0482	2,68	0,00203	24,605	26,268	0,00802
10 41 — 15 41	20 — 15	24,605	3,9000	3,9000	3,9000	2321,8	2353,2	208 2	202 4	0,0537	0,07860	0,0455	2,84	0,00210	22,077	23,341	0,00643
15 41 — 20 41	15 — 10	22,077	3,9000	3,9000	3,9000	2353,2	2375,8	202 4	196 9	0,0508	0,07217	0,0453	3,04	0,00215	20,135	21,106	0,00535
20 41 — 25 41	10 — 5	20,135	3,9000	3,9000	3,9000	2375,8	2389,4	196 9	192 7	0,0470	0,06682	0,0417	3,27	0,00218	18,647	19,391	0,00418
25 41 — 30 41	5 — 0	18,647	3,9000	3,9000	3,9000	2389,4	2394,0	192 7	189 2	0,0441	0,06264	0,0405	3,59	0,00220	17,536	18,091	0,00334
																	0,06786

93. La pression dans le cylindre à la fin de la course est 17,536, et le poids du pied cube correspondant 0,0428. Le volume du cylindre étant 1,38541 pieds cubes, le poids de vapeur restant à la fin de la décroissance sera

$1{,}38541 \times 0{,}0428 =$ 0,05929

Ajoutons le poids ci-dessus écoulé pendant la décroissance. 0,06786

0,12715

Le volume occupé par la vapeur à 60° avant la fin de la course est égal aux $\frac{3}{4}$ du volume total du cylindre, et en le multipliant par 0,1223, poids d'un pied cube à 55,12, on a pour le poids réellement dépensé. 0,12708

Erreur de calcul. . . . 0,00007

94. *Calcul d'une locomotive détendant aux $\frac{1}{4}$ de la course.* — Pour se rendre mieux compte encore des avantages du système de distribution que nous venons d'indiquer, on pourra le comparer à celui dans lequel la détente aurait lieu comme dans les machines à détente ordinaires.

On supposera pour cela que l'entrée de vapeur est fermée à 60° avant la fin de la course, et que la sortie à l'échappement n'est ouverte qu'à 0°. Pour avoir les pressions de 60° à 0°, on divisera encore ce parcours en arcs de 5°, et on calculera la pression à la fin de chacun de ces arcs par la formule

$$K = Q \frac{\omega_1}{\omega_2} \times \frac{1 + a v'}{1 + a v}.$$

Ayant les pressions finales, on en déduira les pressions moyennes que nous indiquons dans le tableau ci-derrière.

Détente aux $\frac{3}{4}$ de la course et décroissance des pressions de 0° à 65°.

Arcs parcourus par la manivelle.	Pressions moyennes motrices.	Arcs parcourus par la manivelle.	Pressions moyennes résistantes.
	livres.		livres.
60° — 55°	53,73	0° — 5°	39,98
55 — 50	51,11	5 — 10	38,89
50 — 45	48,88	10 — 15	36,85
45 — 40	46,98	15 — 20	34,16
40 — 35	45,38	20 — 25	31,11
35 — 30	44,04	25 — 30	27,99
30 — 25	42,94	30 — 35	25,00
25 — 20	42,03	35 — 40	22,30
20 — 15	41,32	40 — 45	19,98
15 — 10	40,81	45 — 50	18,08
10 — 5	40,47	50 — 55	16,61
5 — 0	40,30	55 — 60	15,74
		60 — 65	15,35

95. La pression finale de l'arc de 5 à 0° est 40,27, et la vapeur commençant alors à aller à l'échappement, on adoptera 40,27 pour la pression initiale de la décroissance pendant la sortie; on en fera le calcul au moyen des formules (24), et en se basant sur les données de la ligne 1, tableau C. Ces pressions sont renfermées dans le même tableau ci-dessus, à côté de celles qui ont lieu de 60 à 0°. La sortie de vapeur se prolonge, dans ce cas-ci, jusqu'à 65°, tandis que, pour le même cas de distribution, et avec une pression initiale de 55,12, elle ne se prolongeait que jusqu'à 70° (table 1). Ce qui fait que les temps de décroissance ne sont pas proportionnels aux pressions initiales, c'est que la valeur (24) de β est proportionnelle à ces pressions initiales elles-mêmes, et que par là D (n. 79) est diminué, c'est-à-dire que la décroissance doit avoir lieu

plus lentement lorsque Q est diminué. On voit donc qu'en marchant à basse pression on ne diminue pas le coefficient de perte de travail correspondant à la sortie de vapeur.

96. *Comparaison des quatre systèmes. Sans avance. Avance ordinaire. Nouvelle disposition. Détente aux $\frac{1}{4}$ de la course.* — Il nous reste maintenant à calculer la déperdition de travail causée par les résistances que nous venons d'analyser; nous le ferons en multipliant l'espace en pieds que parcourt le piston pendant chaque petit arc par la pression moyenne correspondante et par la surface en pouces du piston. En faisant ce calcul pour les pressions agissant en même temps de chaque côté du piston, les produits obtenus représenteront les quantités de travail moteur et résistant, et la différence des deux sommes obtenues en ajoutant ensemble toutes ces quantités pour une course du piston représentera l'effet utile d'une cylindrée correspondant à chacun des cas d'avance que nous avons supposés.

Le tableau suivant indique les résultats de ces calculs.

P. *Tableau comparatif donnant en résumé l'effet utile d'une*

ARCS PARCOURUS PAR LA MANIVELLE.	CHEMIN PARCOURU PAR LE PISTON.	SANS AVANCE. PRESSION motrice.	PRESSION résistante.	TRAVAIL moteur.	TRAVAIL résistant.	CHEMIN PARCOURU PAR LE PISTON.	AVANCE DE $\frac{4}{12}$ DE POUCE. PRESSION motrice.	PRESSION résistante.	TRAVAIL moteur.	TRAVAIL résistant.
	pouces	livres.	livres.	liv. à 1 pi.	liv. à 1 pi.	pouces	livres.	livres.	liv. à 1 pi.	liv. à 1 pi.
0° — 5°	0,0342		54,696		20,73	0,0342		45,740		17,50
5 — 10	0,1026		53,044		60,32	0,1026		40,960		46,60
10 — 15	0,1701		49,985		94,23	0,1701		36,060		68,00
15 — 20	0,2358		45,954		120,10	0,2358		31,450		82,10
20 — 25	0,3006		41,421		137,99	0,3006		27,240		90,80
25 — 30	0,3627		36,781		147,85	0,3627		23,670		95,20
30 — 35	0,4221		32,302		151,11	0,4221		20,830		97,50
35 — 40	0,4779		28,204		149,38	0,4779		18,730		99,20
40 — 45	0,5301		24,646		144,80	0,5301		17,250		101,40
45 — 50	0,5787		21,692		139,43	0,5787		16,200		103,90
50 — 55	0,6228		19,357		133,61	0,6228		15,700		108,40
55 — 60	0,6624		17,614		129,31	0,6624		15 400		113,10
60 — 65	0,6966		16,425		126,81	0,6966		15.200		117,40
65 — 70	0,7254		15,715		123,34	0,7254		15,200		122,20
70 — 75	0,7488		15,207		126,06	0,7488		15,200		126,10
75 — 80	0,7668		15,175		123,84	0,7668		15,400		130,90
80 — 85	0,7780		15,134		130,46	0,7780	55,120	16,850	10664,58	148,70
85 — 90	0,7844		15,095		131,10	0,7844		19,200		166,90
90 — 85	0,7844		15,820		137,53	0,7844		21,150		183,90
85 — 80	0,7780	55,120	18,030	10996,44	155,47	0,7780		22,300		192,30
80 — 75	0,7668		20,340		172,86	0,7668		22,550		191,60
75 — 70	0,7488		21,830		181,17	0,7488		22,100		183,40
70 — 65	0,7254		22,470		190,65	0,7254		21,250		170,80
65 — 60	0,6966		22,410		173,01	0,6966		20,250		156,30
60 — 55	0,6624		21,760		159,73	0,6624		19,100		140,20
55 — 50	0,6228		20,750		143,23	0,6228		18,000		124,30
50 — 45	0,5787		19,620		125,84	0,5787		17,000		109,00
45 — 40	0,5301		18,450		108,40	0,5301		16,250		95,50
40 — 35	0,4779		17,450		92,43	0,4779		15,800		83,60
35 — 30	0,4221		16,600		77,66	0,4221		15,500		72,50
30 — 25	0,3627		16,000		64,32	0,3627		15,200		61,10
25 — 20	0,3006		15,650		52,14	0,3006		15,200		50,60
20 — 15	0,2358		15 450		40,38	0,1224	55,120	15,200	74,77	20,60
						0,1134	54,944	15,200	69,05	19,10
15 — 10	0,1701		15,800		29,79	0,0837	54,639	15,400	50,69	14,30
						0,0864	54,200	54,200	51,90	51,90
10 — 5	0,1026		19,820		22,54	0,1026	52,650	52,650	59,90	59,90
5 — 0	0,0342		19,890		7,54	0,0342	49,720	49,720	18,80	18,80
				10996,44	4122,88				10989,69	3835,40

Effet utile d'une cylindrée. . . .	6873,56	. . . . .	7154,29
Effet utile en chevaux par seconde.	127,30	. . . . .	132,47
Poids de vapeur dépensé par seconde.	1,7255	. . . . .	1,6853
Effet utile d'une livre de vapeur. .	73^{ch},77	. . . . .	78^{ch},60

livre de vapeur employée suivant les 4 modes indiqués.

CHEMIN PARCOURU PAR LE PISTON.	AVANCE DE $\frac{22}{12}$ DE POUCE.			
	PRESSION		TRAVAIL	
	motrice.	résistante.	moteur.	résistant.
pouces.	livres.	livres.	liv. à 1 pi.	liv. à 1 pi.
0,0342				
0,1026				
0,1701				
0,2358				
0,3006				
0,3627				
0,4221				
0,4779				
0,5301				
0,5787				
0,6228				
0,6624	55,120		8247,33	
0,6966				
0,7254				
0,7488				
0,7668				
0,7780				
0,7844				
0,7844				
0,7780		15,200		3032,40
0,7668				
0,7488				
0,7254				
0,6966				
0,6624	53,730		394,45	
0,1911	51,949		110,03	
0,4317	50,329		240,80	
0,5787	47,220		302,86	
0,5301	43,145		253,31	
0,4779	38,636		204,66	
0,4221	34,144		159,71	
0,3627	29,944		120,35	
0,3006	26,268		87,52	
0,2358	23,341		61,00	
0,1701	21,106		39,80	
0,1026	19,391		22,05	
0,0342	18,091		6,86	
			10250,93	3032,40
				7218,53
				133,68
				1,2942
				103ch,30

CHEMIN PARCOURU PAR LE PISTON.	DÉTENTE AUX $\frac{3}{4}$ DE LA COURSE.			
	PRESSION		TRAVAIL	
	motrice.	résistante.	moteur.	résistant.
pouces.	livres.	livres.	liv. à 1 pi.	liv. à 1 pi.
0,0342		39,980		15,15
0,1026		38,890		44,22
0,1701		36,850		69,47
0,2358		34,160		9,27
0,3006		31,110		105,65
0,3627		27,990		112,52
0,4221		25,000		116,96
0,4779		22,300		118,11
0,5301		19,980		118,30
0,5787		18,080		115,96
0,6228		16,610		114,65
0,6624	55,120	15,740	8247,33	115,55
0,6966		15,35[illegible]		118,51
0,7254		15,200		122,20
0,7488		15,1[illegible]0		125,98
0,7668		15,160		128,84
0,7780		15,120		130,37
0,7844		15,080		131,10
0,7844		15,520		134,93
0,7780		17,150		147,88
0,7668		18,850		160,20
0,7488		19,990		165,90
0,7254		20,520		164,98
0,6966		20,560		158,73
0,6624	53,730	20,170	394,45	148,08
0,6228	51,110	19,520	352,79	134,74
0,5787	48,880	18,710	313,50	120,00
0,5301	46,980	17,830	276,01	104,75
0,4779	45,380	17,070	240,36	90,41
0,4221	44,040	16,500	206,03	77,19
0,3627	42,940	15,920	172,61	64,00
0,3006	42,030	15,620	140,03	52,04
0,2358	41,320	15,450	107,99	40,38
0,1701	40,810	15,800	76,94	29,79
0,1026	40,470	19,820	46,02	22,54
0,0342	40,300	19,890	15,28	7,54
			10589,34	3713,98
				6875,36
				127,33
				1,2942
				98ch,38

Les nombres qui, dans le tableau précédent, correspondent à l'effet utile d'une cylindrée, représentent la quantité de travail transmis par la vapeur à la tige du piston, ou, plus explicitement, la quantité de livres qui peuvent être élevées à un pied de hauteur par une cylindrée de vapeur, en faisant abstraction des frottements de la machine.

97. Pour en déduire l'effet utile T^m en chevaux par seconde, nous appellerons t^m les nombres précédents, N' le nombre de cylindrées par seconde, et θ le nombre de livres qu'un cheval peut élever à un pied de hauteur dans une seconde; on aura alors

$$T^m = \frac{N' t^m}{\theta}.$$

Nous avons vu (n. 54) qu'on pouvait déterminer le nombre N de tours de roue qui ont lieu par seconde au moyen de la formule

$$N = \frac{5280 \times 12 \times m}{3600 \times 3,1416\, D} = 5,6022 \frac{m}{D}.$$

Pour en déduire N', on remarquera qu'à chaque tour de roue correspondent quatre cylindrées, et qu'on aura ainsi $N' = 4N$. Le nombre θ est connu d'ailleurs, et sera

$$\theta = \frac{33000}{60}.$$

Remplaçant, dans la première équation, θ et N' par leurs valeurs, on arrive enfin à

$$T^m = 0,040744 \frac{t^m m}{D}.$$

C'est en remplaçant, dans cette formule, m et D par les valeurs déjà indiquées (n. 54), que l'on a obtenu l'effet utile en chevaux, par seconde, qui est indiqué au tableau.

98. Pour obtenir le poids de vapeur dépensé par seconde, on multipliera N' par le volume Ω occupé par la vapeur à l'instant où elle cesse d'entrer dans le cylindre, et par 0,1223,

poids d'un pied cube à 55,12 livres de pression. En appelant Φ ce poids, on aura donc

$$\Phi = 0{,}1223\ N'\omega.$$

Les valeurs de ω sont les suivantes :

Sans avance.	1,38541	pied cube.
Avance de $\frac{4}{12}$ de pouce.	1,35306	*id.*
Avance de $\frac{22}{12}$ de pouce. . . .	1,03906	*id.*
Détente aux $\frac{3}{4}$ de la course. . . .		

99. L'effet utile d'une livre de vapeur s'obtiendra en divisant l'effet utile T^m par seconde par le poids Φ de vapeur dépensé pendant le même temps. Ces deux dernières valeurs étant proportionnelles à m, le nombre cherché sera indépendant de la vitesse, ce qui d'ailleurs se conçoit facilement *à priori*. On pourra donc, pour rendre les chiffres plus facilement comparables, supposer, ainsi que nous l'avons fait, que la vitesse est de 30 milles à l'heure, aussi bien pour le cas d'avance de 22 lignes que pour les trois autres. Les calculs de la décroissance, pendant la sortie, pour le cas de détente aux $\frac{3}{4}$, ont été faits en admettant la vitesse de 30 milles.

100. *Même comparaison faite par des surfaces.* — Pour faciliter davantage la comparaison de l'effet utile produit par la vapeur dans chacun des quatre cas examinés, nous avons représenté par des surfaces (Pl. V) les quantités de travail qui y correspondent.

Prenons pour exemple le cas de l'avance de $\frac{4}{12}$ de pouce, et soit ab la longueur de la course ; on tracera sur cette ligne les positions occupées par le piston pour des arcs de 5 en 5° parcourus par la manivelle, et, sur ces points de division, on élèvera des perpendiculaires. En portant sur ces perpendiculaires les pressions motrices et résistantes de la vapeur à chaque position du piston, ainsi qu'elles sont indiquées dans les ta-

bleaux, et en faisant passer par leurs extrémités les lignes *cdef*, *ghiklf*, la différence des surfaces *acdefb*, *aghn'iklfb*, indiquera l'effet utile : car ces surfaces sont égales à la somme de parallélogrammes, tels que *kk'mn*, dont les aires sont égales aux produits du chemin par la pression moyenne qui indique, comme on l'a dit (n. 96), la quantité de travail.

La correspondance des autres courbes aux cas indiqués dans le tableau P se trouve expliquée par les renvois suivants :

Sans avance.	Travail moteur,	surface	*acrb*
	Travail résistant,	*id.*	*acoiqsf*
Avance de $\frac{4}{12}$ de pouce. . .	Travail moteur,	*id.*	*acdefb*
	Travail résistant,	*id.*	*aghn'iklfb*
Avance de $\frac{22}{12}$ de pouce. . .	Travail moteur,	*id.*	*xtuwxy*
	Travail résistant,	*id.*	*xa'b'c'y*
Détente aux $\frac{3}{4}$ de la course. .	Travail moteur,	*id.*	*xtuvd'y*
	Travail résistant,	*id.*	*xe'f'q'k'c'*

101. *Influence du tuyau d'échappement.* — Nous avons encore indiqué par les courbes *ci'i*, *l'm'i*, la décroissance des pressions qui auraient lieu, pour les deux premiers cas, s'il n'y avait pas de tuyau d'échappement. La perte de travail résistant produit par celui-ci est alors représentée par les surfaces *coin'i'*, *ghn'm'l'*; si l'on tenait compte des chocs et des frottements de la vapeur dans le tuyau d'échappement, ces différences seraient évidemment plus grandes, et celles que nous indiquons ne sont que des minimum trouvés par la considération seule des phénomènes que l'on peut directement analyser.

102. *Supériorité de la nouvelle disposition.* — On peut voir, par la comparaison des différents effets utiles d'une livre de vapeur, que la disposition nouvellement admise a l'avantage même sur le cas où l'on emploierait la détente aux $\frac{3}{4}$ de la course, et on peut présumer que l'effet utile de cette disposition répondrait à peu près au cas où l'on détendrait aux $\frac{1}{2}$. Mais ce dernier

cas aurait l'inconvénient d'exiger des cylindres plus grands, et surtout celui d'obliger à l'emploi d'une distribution qui n'est pas encore parvenue à s'introduire dans les machines locomotives, à cause de sa complication et des réparations fréquentes qu'elle entraîne. Ce dernier inconvénient se fait sentir d'une double manière : d'abord parce qu'il oblige à renvoyer plus souvent les locomotives à l'atelier, ce qui force à en augmenter le nombre, et ensuite par l'augmentation même des dépenses de réparation, déjà très considérables, puisqu'elles entrent pour les 0,65 dans les frais totaux de halage; en outre, le système de détente n'obvie pas à l'obstacle résultant de la sortie de vapeur. Ainsi, à de grandes vitesses, cette résistance irait en augmentant, de même que dans les circonstances actuelles, et l'effet utile de la vapeur serait beaucoup diminué. Dans le système proposé, au contraire, l'effet utile de la vapeur va en croissant avec l'augmentation de vitesse : car, à 45 milles à l'heure, par exemple, on pourrait limiter l'introduction aux $\frac{1}{3}$ de la course, au lieu des $\frac{3}{4}$ que nous avons supposés. La durée de sortie se prolongerait jusqu'à la fin de la course, et la dépense de vapeur serait diminuée dans le rapport de $\frac{1}{3}$ à $\frac{3}{4}$, tandis que l'effet utile ne le serait que d'une très petite fraction.

103. En se donnant pour problème de trouver une disposition qui rende l'effet utile des machines à vapeur indépendant de la vitesse du piston, il nous semble donc qu'on ne peut pas arriver à une solution autre que celle que nous indiquons. L'avance que l'on donne maintenant aux tiroirs ne nous semble, à cet égard, qu'une tentative qui souvent ne réussit pas parce qu'on manque de règles pour faire concorder ensemble l'angle de l'avance, la longueur de la course et celle de la bride, et aussi pour régler la position du tiroir sur la tige, d'après la considération des découvrements. Ces règles, nous les avons indiquées, et on a pu se convaincre que, sans y avoir recours, on était exposé à des erreurs dont le résultat serait, ou d'augmenter au détriment de l'effet utile l'avance du côté de l'entrée de vapeur, ou d'avoir des retards d'entrée et de sortie qui

diminution de la résistance de sortie, a perdu une partie de sa puissance correspondant à la diminution de dépense de vapeur, qui est de $\frac{1}{15}$. Ce système n'offre donc qu'une faible partie des avantages de celui que nous avons décrit, et se trouve en outre sujet à quelques inconvénients.

105. *Objection relative à la mise en train.* — On pourra objecter à la disposition précédente que le travail moteur dû à la vapeur pendant sa sortie sera presque annulé lorsque la machine marchera à de très petites vitesses, et qu'en conséquence le travail pourra être tellement diminué pendant la mise en train, que la machine ne puisse pas acquérir sa vitesse aussi rapidement qu'elle le fait dans les circonstances actuelles.

Pour bien se rendre compte de ce qui a lieu dans l'un et l'autre cas, rappelons quels sont les éléments du travail moteur et résistant.

Les éléments du travail moteur sont, dans les deux cas :

1° L'effet utile de la vapeur exprimé par la formule (2 *bis*) dans laquelle on suppose qu'il n'y a pas de détente, et que le vide a lieu derrière le piston.

2° L'effet utile supplémentaire produit par la détente pendant la partie de la course que parcourt le piston depuis l'instant où la vapeur cesse d'entrer jusqu'à celui où elle commence à sortir.

3° Le travail moteur produit par la vapeur pendant sa sortie.

Le travail résistant se compose :

1° De la résistance de l'atmosphère, plus celle qu'oppose la vapeur pendant la sortie;

2° Des frottements du train et de la machine;

3° De la résistance de l'air.

106. Ces différents éléments du travail moteur et du tra-

vail résistant varieront pour les deux systèmes de machine, suivant les vitesses acquises du train. Au premier instant de la marche, le travail sera, dans les machines actuelles, le même que dans celle proposée; mais, à mesure que la machine acquerra sa vitesse, ce travail sera plus grand dans le premier cas que dans le second, à cause de la résistance de sortie.

Dans les deux cas, le travail moteur d'une livre de vapeur sera, au premier instant de la marche, égal à celui qui est dû à la pleine vapeur, plus celui qui est dû à la détente; et comme la détente n'a d'effet utile sensible que dans le cas que nous proposons (Pl. V), on voit que, même au premier instant de la course, le travail moteur sera plus grand dans la nouvelle disposition que dans celle actuelle.

107. Si, pendant la mise en train des deux machines, la production de vapeur par seconde était la même dans chacune d'elles, il y aurait donc évidemment avantage pour celle que nous proposons; elle aurait, à chaque instant de l'accélération de mouvement, une plus grande quantité de travail moteur disponible pour vaincre l'inertie : car le travail résistant y augmente moins rapidement, et le travail moteur d'une livre de vapeur y croît avec la vitesse, tandis que dans la machine actuelle le travail moteur, plus faible dès le départ, ne s'accroît pas avec la vitesse; et le travail résistant croît plus vite que dans le cas précédent. Il faut seulement remarquer que, la dépense de vapeur étant supposée la même de part et d'autre, et les cylindres de même volume, la pression motrice de la vapeur pendant la mise en train sera plus grande dans la machine proposée que dans la machine actuelle : car, chaque cylindrée de vapeur étant plus grande d'un quart dans la dernière, le volume de vapeur dépensé après un certain nombre de coups de piston ne sera pas le même dans les deux cas, et c'est à la différence entre ces volumes que correspondra l'augmentation de pression qui servira à surmonter plus rapidement l'inertie.

108. C'est là ce qui arriverait si pendant la mise en train des deux systèmes de machine on pouvait admettre que la production de vapeur par seconde fût la même dans l'un et l'autre cas, et nous avons lieu de penser, d'après ce que nous dirons plus loin, qu'il pourra en être ainsi. Mais comme nous admettons qu'à la vitesse de 36 milles à l'heure la machine proposée ne produit pas plus de vapeur que celle actuelle marchant à la vitesse de 30 milles, et comme le tirage d'où résulte une plus ou moins grande production de vapeur est, à peu de chose près, proportionnel à la vitesse de marche, il s'ensuit que, pour une vitesse donnée du train, dans les deux cas, on ne pourra pas admettre que la production de vapeur est la même. On le pourrait seulement dans le cas où le tirage produit par la vapeur à la vitesse de marche serait plus énergique qu'il ne faut pour brûler la quantité de coke correspondant à la vaporisation. Si on parvenait à ce qu'il en fût ainsi dans la nouvelle machine, on pourrait, à une vitesse donnée de la mise en train, obtenir un tirage qui serait le même que dans la disposition actuelle. Quoi qu'il en soit, nous admettrons que le tirage ne suffit à la production complète de vapeur que lorsque la machine a atteint toute sa vitesse. En supposant alors que la production de vapeur soit proportionnelle au tirage, on aurait, en appelant φ et φ' les quantités de vapeur produites par seconde dans les deux cas à la vitesse de 6 milles par exemple, et Φ cette même quantité maximum, c'est-à-dire celle qui a lieu lorsque le train est à sa vitesse.

$$\varphi = \Phi \frac{36}{6}, \qquad \varphi' = \Phi \frac{30}{6}.$$

109. Il reste à savoir comment la production de vapeur varie par rapport au tirage, et c'est sur quoi on n'a aucune expérience qui puisse guider; mais il est néanmoins certain que ces deux quantités ne sont pas proportionnelles, et qu'à un tirage moitié moindre, par exemple, la production de vapeur sera plus de moitié de celle maximum. En effet, la chaudière se trouve placée, lorsqu'il y a diminution de produc-

tion de vapeur, dans de meilleures conditions; la surface de chauffe y est, par rapport à la quantité de combustible brûlé, plus grande pendant la mise en train que lorsque la machine a acquis sa vitesse, et il est bien reconnu en pratique que cette circonstance est favorable à la production de vapeur. Il est probable en outre, comme nous l'expliquerons, que le tirage produit par une quantité donnée de cylindrées est plus grand lorsque les bouffées de vapeur sont écartées l'une de l'autre que lorsqu'elles sont très rapprochées. Quoi qu'il en soit, nous supposerons toujours, dans la comparaison des deux systèmes, qu'à une vitesse donnée de la mise en train la production de vapeur est moins forte dans la nouvelle disposition que dans celle actuelle, et que ces deux effets sont en raison inverse de la vitesse maximum que doit acquérir le train. De cette manière, nous serons assurés que le désavantage du côté de la nouvelle disposition, s'il en existe un, sera le plus grand possible.

110. Nous avons reconnu précédemment que la nouvelle machine se mettrait en train plus rapidement si la production de vapeur y était la même que dans l'ancienne à tous les instants de la mise en train. En admettant maintenant que cette égalité de production n'ait pas lieu, la machine se trouve placée entre deux effets, l'un favorable, et l'autre nuisible à l'accélération de vitesse, et c'est par le calcul seulement que nous pouvons reconnaître le résultat de leur action combinée.

111. Nous rappellerons d'abord le principe suivant de mécanique, posé et démontré pour la première fois par M. Coriolis dans son *Traité sur l'effet des machines :*

Entre deux instants quelconques du mouvement d'une machine, la force vive de toutes les pièces au dernier instant, moins la force vive au premier instant, est égale à la différence entre les quantités de travail moteur et résistant développées pendant l'intervalle compris entre les deux instants.

Ainsi, en appelant F^v la force vive au dernier instant;
F' id. au premier id.;
T^m le travail moteur;
T^r le travail résistant.

On aura :

(26) $$F''-F'=T^m-T^r$$

112. On désigne par force vive d'un corps en mouvement le produit de son poids par le carré de sa vitesse, divisé par le double de l'espace parcouru pendant la première seconde de sa chute, après qu'il a été abandonné à lui-même. Cette dernière quantité est de 64,4 pieds, et en appelant

Q le poids total du train en livres,

V'' la vitesse en pieds à la fin d'un petit chemin parcouru,

V' id. au commencement de ce même chemin, on aura

$$\frac{QV''^2}{64,4}-\frac{QV'^2}{64,4}=T^m-T^r.$$

113. Pour exprimer le travail moteur, appelons

x' le chemin parcouru par le piston entre le premier et le dernier instant de la partie du mouvement que l'on considère;

P la pression motrice à pleine vapeur sur les deux pistons;

δ le rapport entre la partie de la course parcourue par le piston à pleine vapeur et la course totale.

La première partie du travail moteur (n° 105) sera alors exprimée par $x'\,\delta\,P$.

Pour tenir compte des deux autres parties, nous appellerons m le rapport entre le travail total dû à une cylindrée et le travail produit par la pleine vapeur seulement. Nous désignerons aussi par r le rapport entre la vitesse du piston et celle du train, et par x cette dernière vitesse. On aura alors pour l'expression cherchée :

$$T^m=rx\delta mP.$$

114. Pour exprimer le travail résistant, nous désignerons par :

ρ La pression qui, agissant régulièrement sur le piston, donnerait lieu à la même quantité de travail résistant que la pression atmosphérique, plus les pressions décroissantes de sortie.

ψ La pression sur les deux pistons qui fait équilibre aux frottements du train de la locomotive et du tender ;

ω la pression sur les deux pistons qui fait équilibre à la résistance de l'air.

En désignant par π la somme de ces trois pressions, on aura alors pour le travail résistant.

$$T^r = rx\pi,$$

et l'équation du travail deviendra la suivante :

$$\frac{Q(V^{\prime 2} - \dot{V}^{\prime 2})}{64,4} = rx\delta mP - rx\pi. \tag{27}$$

115. Dans cette dernière équation, il faut remplacer P en fonction de la production Φ' de vapeur par seconde, parce que c'est cette dernière quantité que nous ferons varier pour reconnaître les valeurs correspondantes de x.

On se rappellera pour cela (n. 3) que la quantité de travail dû à un poids Φ' de vapeur employé sans détente, et en ne tenant pas compte de la résistance de l'atmosphère, est exprimée en chevaux par $76,89\ \Phi'(1+a\tau)$. Pour avoir le travail en livres élevées à un pied de hauteur, il faut multiplier cette quantité par 550, qui est le quotient de la division de 33000 par 60. Quant à la valeur de τ, nous supposerons, pour plus de simplicité, qu'elle est la même dans tous les cas, et correspondante à 4,25 atmosphères. A cette pression, elle se trouve être 264°,2 et $(1+a\tau)$ est égal à 1,5495. Le travail moteur évalué en livres élevées à un pied par seconde sera donc de $65527\ \Phi'$.

Soit maintenant t le nombre de secondes qu'emploie le train à parcourir la distance x. Le travail moteur dû à la pleine va-

peur pendant ce temps sera 65527 $\Phi' t$; et, en l'égalant à l'expression de cette même partie du travail déjà indiquée (n. 113), on aura

(28) $$65527\,\Phi' t = r x \delta P.$$

116. On remplacera, dans cette équation, t par sa valeur, qui doit correspondre à la moyenne de vitesses V'' et V' du train. Le chemin étant égal au temps multiplié par la vitesse, on aura

(29) $$t\frac{V''+V'}{2} = x; \quad \text{d'où l'on tire} \quad t = \frac{2x}{V''+V'}.$$

117. Nous remplacerons encore Φ' par une expression proportionnelle à Φ, qui indiquera le poids de vapeur produit par seconde à la vitesse maximum V.

La production de vapeur pendant la mise en train devant varier par rapport à celle maximum dans un rapport proportionnel à la vitesse momentanée que l'on considère, nous poserons la proportion

$$\Phi' : \Phi :: n\,\frac{V''+V'}{2} : V;$$

d'où l'on tire

(30) $$\Phi' = \frac{V''+V'}{2V}\Phi n.$$

118. En remplaçant dans (28) t et Φ' par leurs valeurs, on obtient l'équation suivante :

(31) $$\frac{65527\,\Phi n}{V} = r\delta P.$$

En introduisant dans l'équation (27) la valeur de P tirée de cette dernière, on arrive à la valeur suivante de x,

(32) $$x = \frac{Q\,(V''^2 - V'^2)\,V}{64{,}4\,(65527\,mn\Phi - r\pi V)}.$$

119. Nous allons donner des exemples de l'application de cette formule, et pour cela nous supposerons d'abord le cas d'avance de $\frac{4}{12}$ de pouce indiqué au tableau P. Comme nous

n'avons pas intention d'arriver à des résultats parfaitement exacts, mais seulement comparatifs, nous supposerons que l'espace x est celui que parcourt le train pour passer d'une vitesse quelconque à une autre de 6 milles par heure plus considérable. Si on voulait arriver à des résultats bien exacts, il faudrait faire le calcul pour des différences de vitesses moins fortes.

120. Nous admettrons que la partie de la ligne sur laquelle a lieu la mise en train est de niveau, et nous supposerons que le train se compose de 15 diligences pesant 6 tonnes chacune, la locomotive pesant 13 tonnes et le tender 5 tonnes, en tout 108 tonnes, ou 241920 livres pour la valeur de Q.

121. La valeur de m sera variable : à l'instant du départ, elle sera donnée par le rapport du travail dû à la pleine vapeur et à la détente, au travail dû à la pleine vapeur seulement. Quand le train aura acquis sa vitesse, m sera égal au rapport du travail total d'une cylindrée au travail de la pleine vapeur. On aura donc, en appelant m' le premier rapport, et m le second,

$$m' = \frac{10989,69 - (18,80 + 59,90 + 51,90)}{10989,69 - (18,80 + 59,90 + 51,90 + 50,69 + 69,05)} = 1,012,$$

$$m = \frac{10989,69}{10989,69 - (18,80 + 59,90 + 51,90 + 50,69 + 69,05)} = 1,023.$$

On pourra ici supposer sans erreur sensible que m croît régulièrement depuis l'instant du départ jusqu'à celui où le train a acquis sa vitesse.

122. Les valeurs de n pourront être supposées différentes, et il en résultera autant de séries particulières de calcul.

Si l'on suppose que la machine arrivée à sa vitesse dépense toute la quantité de vapeur que peut produire la chaudière, et que les productions de vapeur soient proportionnelles aux vitesses de marche, on aura $n = 1$. C'est ce qui résulte de la proportion du n. 117, dans laquelle se trouve indiqué le rapport de Φ' à Φ.

Nous admettrons ensuite que la machine arrivée à sa vitesse ne dépense pas toute la quantité de vapeur dont est capable la chaudière convenablement chauffée, et nous ferons le calcul pour deux cas différents où l'on supposera que la production de vapeur dépasse de $\frac{1}{10}$ et $\frac{1}{5}$ celle qui est nécessaire à la marche. Dans ces deux cas nous admettrons comme ci-dessus que la quantité de vapeur produite est proportionnelle à la vitesse du train. Les valeurs de n seront alors constantes pour chacune des deux séries de calcul, et égales dans le premier cas à 1,10 et dans le second à 1,20.

Enfin nous admettrons en dernier lieu que la production de vapeur dont est capable la chaudière dépasse de $\frac{1}{5}$ celle qui est nécessaire à la marche, et de plus qu'elle est supérieure à celle donnée par le rapport des vitesses. Dans ce cas nous supposerons que n est égal à 1,40 au commencement de la marche, et à 1,20 quand le train a acquis sa vitesse. On admettra qu'entre ces deux valeurs extrême n croît régulièrement.

123. Le poids de vapeur Φ dépensé par seconde pendant la marche est indiqué dans la table P.; il est de 1,6853 livres.

124. Le rapport de la vitesse du piston à celle du train se trouvera facilement au moyen de la course et du diamètre des roues que nous avons indiqués (n. 51 et 54); il est de 0,1736.

125. La vitesse du train sera de 30 milles à l'heure, ainsi qu'on l'a supposé précédemment. Mais ici ce sera la vitesse en pieds par seconde qu'il faudra introduire, et elle se trouve être de 44 pieds.

126. Il reste à déterminer π, et pour cela on se rappellera que sa valeur se compose des trois résistances ρ, Ψ et ω, dont une seule, Ψ, sera constante pendant le temps de l'accélération.

La première, ρ, sera, à l'instant du départ, égale à la pression atmosphérique 14,7 multipliée par la surface des deux Pistons, qui est de 266 pouces carrés. Le produit est 3910 li-

vres. Pour avoir la valeur de ρ lorsque le train a acquis sa vitesse, on remarquera que le travail résistant d'une cylindrée, qui d'après la table P est de 3835,40, peut aussi être représenté par le produit d'une pression moyenne, que nous appellerons y, par la course, qui est 1,5 pied. On aura alors

$$3835{,}40 = 1{,}5\,y$$

La valeur de y tirée de cette équation indique la pression sur un seul piston, et en la doublant on trouve pour la pression cherchée 5114 livres. Cette dernière correspond à 19,23 livres par pouce carré, et sa différence avec 14,7, qui est de 4,53, donne la pression moyenne résistante causée par la sortie de vapeur.

Entre les deux valeurs 3910 et 5114, nous supposerons que ρ croît proportionnellement à la vitesse, quoique cela ne soit pas rigoureusement exact; mais l'erreur commise ainsi sera peu considérable.

127. Pour calculer la valeur de ψ, nous supposerons que le frottement se compose des trois parties suivantes :

1° Frottement à l'essieu et à la jante, évalué à huit livres par tonne, y compris la locomotive et le tender;

2° Frottement du mécanisme de la locomotive marchant à vide, évalué à 50 livres;

3° Frottement du mécanisme proportionnel à la charge et que l'on obtiendra en multipliant par 0,15 le frottement de première espèce.

D'après cela, l'effort total de traction rapporté à la vitesse du train sera calculé ainsi qu'il suit :

Frottement à l'essieu et à la jante 108 tonnes à 8 *lbs.* par tonne.	864
Frottement de la locomotive à vide.	50
Frottement de la locomotive proportionnelle à la charge $864 \times 0{,}15$	130
Résistance totale. . . .	1044

En divisant ce dernier total par 0,1736, on aura l'effort de traction rapporté à la vitesse du piston : il se trouve être 6014 livres.

128. Il reste à assigner à la résistance de l'air un chiffre qui complète la différence existant entre la force motrice et la somme des deux forces résistantes que nous venons d'indiquer.

Pour connaître la force moyenne motrice, nous répéterons le même calcul que nous avons déjà fait pour déterminer la valeur de ρ correspondant à la vitesse de marche. En divisant le travail total 10989,69 d'une cylindrée par la course, nous aurons la pression moyenne sur un des pistons, et en la multipliant par 2 nous aurons celle qu'on cherche, qui se trouve être ainsi de 14664 livres. Ce nombre, divisé par 266, surface des deux pistons, donne la pression moyenne par pouce carré, qui est de 55,09 livres.

D'après ce qui a été dit plus haut, on devra donc supposer que la résistance de l'air est égale à

$$14654-(6014+5114)=3526.$$

Pour avoir cette résistance rapportée à la vitesse du train, on la multipliera par 0,1736, et elle se trouve être ainsi de 612 *lbs.*, nombre qui est un peu supérieur à la résistance qu'éprouverait le train en se mouvant dans un air tranquille et qui correspondrait à peu près au cas où la vitesse du vent serait de quatre pieds par seconde et dirigée perpendiculairement à celle du train. La résistance que le train éprouve à se mouvoir dans un air tranquille à la vitesse de 30 milles à l'heure serait, d'après nos calculs, de 390 livres.

La résistance de l'air croissant proportionnellement au carré de la vitesse, on aura, en appelant R cette résistance, et a le coëfficient de frottement,

$$R=a\,V^2. \qquad (33)$$

En faisant dans cette équation $R=3526$ et $V=30$, on en

déduira pour a la valeur 3,918, au moyen de laquelle on déterminera les résistances correspondant aux autres vitesses.

129. Nous avons indiqué dans le tableau ci-dessous les valeurs de m, ρ, Ψ et ω, déterminées, comme il vient d'être dit, en les faisant correspondre à des vitesses croissant de trois milles en trois milles. Celles de ces valeurs qu'il faudra introduire dans la formule (32) seront celles qui correspondront aux vitesses 3, 9, 15, 21, 27, car ces vitesses sont les moyennes entre celles 0, 6, 12, 18, 24, 30, que l'on suppose au train au commencement et à la fin du parcours de chaque espace x.

Q. *Avance de $\frac{h}{12}$ de pouce. Éléments variables pendant la mise en train.*

Vitesses.	Atmosphère et sortie de vapeur ρ	Frottement Ψ	Résistance de l'air ω	Augmentation de travail moteur m
0	3910	6014	0	1,012
3	4030	6014	35	1,013
6	4151	6014	141	1,014
9	4271	6014	317	1,015
12	4392	6014	564	1,016
15	4512	6014	882	1,018
18	4633	6014	1269	1,019
21	4753	6014	1728	1,020
24	4874	6014	2257	1,021
27	4994	6014	2856	1,022
30	5114	6014	3526	1,023

130. Le tableau S indique d'abord les moyennes des quantités variables, et à la suite les résultats de l'application de la formule (32) pour chacune des quatre valeurs de n que nous avons indiquées. Nous avons encore placé à la suite de cha-

[illegible] à parcourir cette d[illegible] [illegible] de la formule (29). Le [illegible] est égal au temps t multi[illegible] par seconde; et, en mul[illegible] ces deux expressions (29) et (30), [illegible] de vapeur dépensé pendant le par[illegible] :

$$[illegible]$$

[illegible] (31), d'après [illegible] indépendante des diffé[illegible] ne peut varier que proportion[illegible] que l'on déduira du ta[illegible]

[illegible] l'équation (31) [illegible] par pouce carré, [illegible] Le calcul devra aussi [illegible] la marche d'où [illegible] : car ce sera [illegible] à la dépense.

[illegible] la température de [illegible] atmosphères au lieu de 1,25, ce [illegible] dans la formule.

[illegible] le multiplicateur numéri[illegible]

[illegible] En supposant que le train a acquis sa vitesse, les [illegible] au premier et au dernier instant seront égales, et [illegible]

$$[illegible] P = [illegible]$$

[illegible] cette dernière équation P par sa valeur, elle [illegible]

$$[illegible] = r \, x V.$$

Elle indique qu'alors le dénominateur de la valeur (32) de

x est égal à 0; et, comme V' est aussi égal à V'', on voit que x n'est plus représenté que par $\frac{0}{0}$, qui est l'expression d'une quantité indéterminée.

Pour que l'équation (35) soit vérifiée en y remplaçant les lettres par leurs valeurs correspondantes à la vitesse maximum qui ont été indiquées plus haut, il faudra encore substituer le nombre 64889 à celui 65527 : car à la vitesse de marche la pression motrice n'est plus que 3,75 atmosphères, et la température de la vapeur que l'on a admise, pour que la formule (32) fût plus exactement applicable aux autres cas, se trouvant ici changée, le coëfficient numérique n'est plus le même.

133. Afin d'arriver à la comparaison des deux systèmes de machine, nous allons passer à une seconde série d'applications de la formule (32), et nous prendrons pour exemple le cas de l'avance de $\frac{22}{12}$ de pouce indiquée au tableau P.

La valeur de Q sera la même que dans le cas précédent; celle de V, que l'on fera correspondre à 36 milles de vitesse, sera de 52,8 pieds.

On donnera à n les mêmes valeurs que dans les applications précédentes.

134. La valeur de Φ indiquée dans le tableau P est de 1,2942 et a été calculée en supposant une vitesse de 30 milles à l'heure. Pour avoir celle qui aura lieu à 36 milles, il faudrait multiplier ce poids par le rapport de 36 à 30, ce qui donnerait le nombre 1,5530. Nous avons néanmoins supposé, pour obtenir des résultats comparables, la même dépense de vapeur que dans le cas précédent. En la portant ainsi à 1,6853, nous devrons supposer que la section du cylindre est augmentée dans le rapport des deux nombres 1,6853 et 1,5530, afin que la pression motrice soit la même. La section précédente, qui était 133 pouces carrés, deviendra ainsi 144,33. Cette différence que nous introduisons ne change pas les valeurs de m, car les quantités de travail moteur d'après

lesquelles on calcule ce coëfficient devront toutes changer dans le même rapport.

135. La valeur de m à l'instant de la mise en train sera

$$m = \frac{10250,93 - (6.86 + 22,05 + \ldots\ldots + 240,80)}{10250,93 - (6.86 + 22,05 + \ldots\ldots + 394,45)} = 1,061.$$

Lorsque le train aura acquis sa vitesse, la valeur de m sera

$$m = \frac{10250,93}{10250,93 - (6,86 + 22,05 + \ldots\ldots + 394,45)} = 1,248.$$

Dans ce cas-ci on ne pourra pas admettre que les valeurs de m croissent régulièrement : car les chemins que parcourt le piston pendant des temps égaux étant d'autant plus grands qu'ils se trouvent plus rapprochés du milieu de la course, il s'ensuit que les quantités de travail moteur produites à temps égaux par les pressions de sortie seront plus considérables lorsqu'elles auront lieu vers le milieu que vers la fin de la course. Ainsi, en admettant qu'au commencement de la mise en train il y ait un instant où la décroissance des pressions ait lieu pendant le parcours d'un arc de 8°, et que plus loin cette décroissance ait lieu pendant que la manivelle parcourt 24°, le travail moteur correspondant au premier de ces instants sera plus du tiers de celui qui aura lieu au second. De même le travail moteur à ce dernier instant sera plus de moitié de celui qui aura lieu lorsque la sortie de vapeur se fera pendant un arc de 48°.

C'est ce dont on peut s'assurer en traçant, pour chaque position correspondante du piston, des courbes analogues à celle uvx (pl. V). Pour tenir compte de cette variation, nous avons divisé l'angle 53,30, correspondant au point o' de la course, en 12 parties égales, et nous avons cherché les positions correspondantes du piston sur la ligne $o'\,o'$. Il en est résulté douze lignes de différentes longueurs auxquelles nous avons proportionné l'accroissement de m pour les différentes vitesses 0,3,6.....33,36 milles à l'heure.

136. La valeur de ρ à l'instant du départ sera la même que dans le cas précédent, et lorsque le train aura acquis sa vitesse elle deviendra

$$\rho = \frac{3032,40}{1,5} \times 2 = 4043.$$

On supposera que les valeurs intermédiaires croissent régulièrement.

137. La résistance ψ qu'oppose le frottement sera constante et la même que dans le cas précédent.

138. La résistance de l'air correspondant au maximum de vitesse sera indiquée par la différence entre la pression moyenne motrice et la somme des deux résistances ρ et ψ. On obtiendra la pression moyenne sur un seul piston en divisant 10250,93 par la course ; et, comme nous admettons une plus grande dépense de vapeur, le quotient devra être multiplié par le rapport de 144,33 à 133, qui est celui des surfaces des pistons. On aura ainsi pour résistance cherchée

$$R = 2 \times \frac{10250,93}{1,5} \times \frac{144,33}{133} - (6014 + 4043) = 4778.$$

Cette résistance est un peu plus faible que celle que l'on trouverait en admettant que son augmentation, à partir de 30 milles à l'heure, ait lieu proportionnellement au carré de la vitesse, car la formule (33) donnerait alors 5077 pour la valeur de R. On pourrait néanmoins admettre le nombre 4778, car on peut démontrer qu'eu égard à l'action du vent sur les côtés du train, la résistance ne croît pas tout-à-fait proportionnellement au carré de la vitesse. Néanmoins, pour ne pas placer la nouvelle disposition dans des conditions favorables douteuses, nous admettrons pour la résistance à 33 milles le nombre 4267 qui est donné par la formule (33).

139. On peut vérifier tous les nombres que nous venons d'indiquer en substituant leurs valeurs à la vitesse maximum dans le dénominateur de l'équation (32), après y avoir rem-

placé comme ci-dessus 65527 par 64889. Ce dénominateur devra se réduire à 0 par ces subtitutions.

Pour déterminer P au moyen de la formule (31), on tirera d'abord du tableau C la valeur de δ, qui est dans ce cas-ci de 0,75, et on remplacera aussi 65527 par 64889 lorsque n sera égal à 1.

140. Les valeurs de m, ρ, Ψ et ω, qui devront être introduites dans le calcul, seront tirées du tableau ci-contre, construit d'après les principes que nous avons indiqués. Le tableau T renferme le résultat des applications de la formule (32) faites, à l'aide des nombres tirés du tableau R, au cas de l'avance de $\frac{22}{12}$ de ligne.

R. *Avance de $\frac{22}{12}$ de pouce. Éléments variables pendant la mise en train.*

Vitesses.	Atmosphère et sortie de vapeur ρ	Frottement Ψ	Résistance de l'air ω	Augmentation de travail moteur m
0	3910	6014	0	1,061
3	3921	6014	35	1,087
6	3932	6014	141	1,113
9	3943	6014	317	1,137
12	3954	6014	564	1,159
15	3965	6014	882	1,178
18	3976	6014	1269	1,195
21	3987	6014	1728	1,209
24	3998	6014	2257	1,221
27	4009	6014	2856	1,231
30	4020	6014	3526	1,237
33	4031	6014	4267	1,242
36	4043	6014	4778	1,243

141. Pour comparer les deux systèmes de machine, on fera la somme des espaces, temps écoulés et poids de vapeur

dépensés, dans chacun des cas examinés, et on trouvera, par exemple, que dans celui où n est égal à 1,20, le train doit avoir acquis la vitesse de 30 milles après avoir parcouru un espace de 8438 pieds pour la disposition actuelle, et de 7571 dans la nouvelle.

Le temps qui s'est écoulé pendant ce parcours est de 337,8 secondes dans le premier cas; et si ce même temps était, dans le second cas, inférieur à 337,8, dans le même rapport que 7572 l'est à 8438, il y aurait évidemment avantage, sous le rapport de la vitesse, en faveur de la nouvelle disposition.

Mais, comme il n'en est pas ainsi, nous sommes obligés d'avoir recours à l'évaluation de la vitesse moyenne, qui se trouve indiquée dans le tableau U, pour faciliter la comparaison des deux systèmes.

142. Pour construire ce tableau, il faudra diviser le mouvement en trois parties, correspondant à la mise en train, à la vitesse régulière et au ralentissement avant l'arrivée.

Nous supposerons toujours, afin de simplifier la question, que le chemin est de niveau; plus loin, nous indiquerons à quoi entraînent les rampes. Il faudra ensuite évaluer le temps que le train met à parcourir chacune de ces trois parties.

Pour la première, il est déjà connu.

Pour la seconde, on déterminera d'abord la longueur du chemin parcouru à la vitesse maximum, et elle sera égale à la distance entre les stations diminuée de la longueur parcourue pendant la mise en train, plus celle qui correspond au ralentissement de vitesse. Divisant cet espace par la vitesse, on aura le temps cherché.

Pour la troisième partie, on admettra que l'on interrompt l'entrée de vapeur un quart de mille avant d'arriver à la station, et que la vitesse décroît régulièrement jusqu'à ce que le train s'arrête. Cette dernière supposition n'est pas exacte, et se trouve en défaveur de la vitesse moyenne; mais elle n'empêche pas les résultats d'être comparatifs de part et d'autre. Cependant, il faut remarquer que, dans le cas où la vitesse

poussé, pendant la montée, la pression de la vapeur à son maximum, afin de diminuer le moins possible la vitesse; et ce sera surtout lorsqu'on approchera du sommet qu'il faudra activer la combustion, afin de reprendre rapidement une plus grande vitesse lorsque la résistance aura diminué, et tout en conservant sur le piston l'excédant de pression obtenu pendant la montée. Ainsi, dans les rampes elles-mêmes, la locomotive ne devra pas utiliser toute la vapeur dont la chaudière est capable.

146. Ces considérations établissent entre les machines ordinaires et les machines locomotives une différence remarquable dont nous n'avions pas encore parlé; elle résulte du poids énorme de matière mise en mouvement avec une grande vitesse par ces machines, et des changements que les irrégularités d'inclinaison font subir à cette vitesse. Nous venons de donner, dans les calculs précédents, un aperçu sur l'influence de l'inertie en pareil cas, et nous avons montré que, pour que la difficulté qu'on éprouve à activer une pareille masse n'influe pas beaucoup sur la vitesse moyenne, il faut faire équilibre à sa résistance résultant de chaque changement de vitesse par une quantité de travail qu'on n'est pas obligé de mettre en ligne dans les machines ordinaires, parce que le poids des pièces en mouvement y est beaucoup moins considérable.

Le plus grand travail qu'une locomotive doit effectuer à vitesse régulière sur un railway étant donné, on doit donc regarder comme une nécessité de calculer les dimensions de la chaudière de manière à ce qu'elle puisse fournir une quantité de vapeur notablement supérieure à celle qu'exige ce travail.

Cette augmentation de production de vapeur a cependant, indépendamment de la considération du poids de la machine, une limite qui est fixée par la plus grande pression que peut supporter la chaudière. En effet, on voit par les tableaux S et T qu'en la supposant de $\frac{3}{5}$, la pression se trouve être déjà de 77,91 livres, qui correspondent à 5,3 atmosphères, et il serait imprudent de faire supporter aux chaudières une pression plus forte.

S. *s écoulé et*

Vitesse du train. Initiale V'	Vitesse du train. Finale V''	Coefficient d'augmentation de travail m	ps urs	Poids de vapeur dépensée p	
0,0	8,8	1,013	,5	14,1	
8,8	17,6	1,015	,5	47,3	
17,6	26,4	1,018	,1	97,0	
26,4	35,2	1,020	,2	199,6	
35,2	44,0	1,022	,0	634,0	
			,3	992,0	

T. AV

0,0	8,8	1,087	9	17,1	
8,8	17,6	1,137	2	46,9	
17,6	26,4	1,178	3	80,3	
26,4	35,2	1,209	2	132,0	
35,2	44,0	1,231	1	246,6	
			7	522,9	
44,0	52,8	1,242	0	903,9	
			7	1426,8	

U. *eau servan*

Coefficient d'augmentation de production de vapeur.	Vit eur moy nsée.	M Vitesse moyenne.
1,00	20 83	20,56
1,10	22 30	22,48
1,20	24 48	23,70
1,40 à 1,20	24 34	24,82
Distance des stations.		6

147. On peut voir encore par le dernier exemple indiqué dans les tableaux S et T que l'on obtiendra un avantage remarquable si le tirage, au lieu d'être proportionnel aux vitesses de marche, se trouve supérieur à celui qu'indique le rapport de ces vitesses; ou bien si le tirage produit par la vapeur à une vitesse quelconque est plus considérable qu'il ne faut pour brûler le combustible : car alors on le diminuera par un registre lorsqu'on aura acquis la vitesse, et on lui laissera toute son énergie pendant la mise en train.

C'est donc à augmenter l'aspiration d'air produite par le tuyau d'échappement qu'il faut viser dans tous les cas, et à cela qu'on devra se borner dans la disposition nouvelle, puisque la pression qui la produit ne s'y trouve plus être nuisible. Nous avons vu d'ailleurs (n. 101) que, la résistance du tuyau d'échappement supprimée, il restait encore celle très considérable que produit le passage de la vapeur dans les lumières. C'est pour ces raisons que nous croyons inutile de chercher à employer des appareils tels que le ventilateur ou autres pour produire le tirage.

148. Enfin, pour terminer la comparaison des deux systèmes de machine à laquelle tous nos calculs sur la mise en train ont tendu, on aura encore recours au tableau U. Nous y avons indiqué les résultats que l'on obtiendrait en supposant qu'on se borne à atteindre, avec la nouvelle disposition, la vitesse de 30 milles, et en admettant ensuite que la vitesse maximum soit portée à 36 milles. C'est pour arriver à cette division qu'on a séparé dans le tableau T la dernière ligne correspondant à l'accélération de 30 à 36 milles; de cette manière on pourra mieux comparer les deux systèmes, parce que les résultats du nouveau sont altérés à la vitesse de 36 milles par la résistance de l'air, et qu'à 30 milles, au contraire, les vitesses et résistances, à l'exception de celle de sortie, sont les mêmes de part et d'autre.

On peut déduire, en général, du tableau U qu'il n'y a, dans le cas de la vitesse de 30 milles, qu'une réduction très faible

de la vitesse moyenne dans le nouveau système et une forte économie sur la consommation de combustible, tandis qu'à la vitesse maximum de 36 milles, il y aura à la fois augmentation de la vitesse moyenne et économie de combustible.

149. Prenons pour exemple les troisième et quatrième lignes du tableau et les colonnes correspondantes à une distance de douze milles entre les stations. On y trouve que les vitesses moyennes dans la nouvelle et l'ancienne machine, marchant toutes deux à 30 milles à l'heure, sont de 26,98 et 26,73 dans la troisième ligne, ce qui donne une différence de 0,25 mille en faveur de la dernière; et que cette différence n'est que de 0,07 mille pour la quatrième ligne. Les rapports de la dépense de vapeur sont dans le premier et le second de ces deux cas comme 1 est à 0,7730 et comme 1 est 0,7732. On voit par là que la nouvelle disposition se trouve, par rapport à l'ancienne, dans les mêmes conditions quant à la dépense, mais qu'il y a plus d'avantage pour la vitesse dans la quatrième que dans la troisième ligne, et qu'ainsi on aura plus d'intérêt encore dans la disposition actuelle à ce que l'effet de la sortie de vapeur sur le tirage ne soit pas proportionnel aux vitesses de marche, mais plutôt supérieur à celui qu'indique le rapport de ces vitesses.

150. En comparant la nouvelle machine marchant à la vitesse de 36 milles avec celle actuelle, pour le cas des lignes troisième et quatrième, on trouve que les différences de vitesse sont de 3,65 et 4,15 milles à l'heure en faveur de la première disposition; l'augmentation de la vitesse moyenne n'est donc pas la même que celle de la vitesse maximum, qui est de six milles. Pour expliquer ce résultat, on remarquera, d'après le tableau T, que le chemin parcouru par le train, pour passer du repos à la vitesse de 30 milles, étant, dans la nouvelle machine, de 6298 pieds, le chemin qu'il devra parcourir pour passer de 30 à 36 milles sera de 5058 pieds; et c'est la longueur de cette dernière distance séparant deux vitesses

différentes seulement entre elles de six milles qui cause la réduction de vitesse moyenne. L'étendue de cette distance vient d'abord de ce qu'il faut dépenser plus de travail pour passer d'une grande vitesse à une autre plus forte d'une certaine quantité que pour passer d'une vitesse faible à une autre différant de la même quantité que les deux premières; elle vient en outre de l'augmentation de résistance de l'air, qui croît proportionnellement au carré de la vitesse. Si on ajoutait à ces deux causes une augmentation de travail résistant produit par la sortie de vapeur, cette distance serait encore plus grande; et cela explique pourquoi, dans les circonstances actuelles, on éprouve tant de difficulté à imprimer de grandes vitesses à un train proportionné à la force de la machine.

151. La différence entre la vitesse maximum 36 milles et celle moyenne 31,64 milles, dans la nouvelle disposition, est de 4,36 milles, tandis que dans celle actuelle ces vitesses étant 30 et 27,49, leur différence n'est que de 2,51 milles. Mais il faut remarquer ici que cette réduction de la vitesse moyenne se trouve compensée par une économie de combustible. En effet, le rapport des quantités de vapeur dépensée dans les deux dispositions pour parcourir la même distance de 12 milles est de 1 à 0,8443 pour la troisième ligne, et de 1 à 0,8455 pour la quatrième. Cette économie serait plus forte encore si on avait profité de la plus grande vitesse du train pour intercepter la vapeur à plus de $\frac{1}{4}$ de mille avant l'arrivée, ce que nous n'avons pas supposé.

Ainsi l'avantage de la nouvelle disposition à de grandes vitesses se partagera nécessairement en deux parties, l'une relative à l'augmentation de vitesse et l'autre à l'économie de combustible, en sorte qu'on retrouve toujours l'économie générale du travail indiquée par le tableau P.

152. L'importance de chacun des deux effets précédents variera aussi quand on se placera dans des circonstances différentes de celles que nous avons admises pour déterminer leur

rapport. Nous avons supposé, par exemple, un train de quinze diligences, qui est certainement supérieur à la moyenne de ceux qu'on a à remorquer, et nous avons eu ainsi à surmonter une quantité de force vive plus considérable. La résistance de l'air pourra aussi être moindre que celle que nous avons admise, ce qui changerait beaucoup les résultats, eu égard à la manière dont croît cette résistance. Enfin, nous avons supposé que le chemin de fer était de niveau, tandis qu'il arrive souvent que le départ a lieu sur une pente qui accélère la mise en train. Toutes ces modifications aux données du problème concourraient à augmenter la vitesse moyenne dont nos calculs ne donnent que les moindres valeurs. L'avantage de la pente au départ se ferait plus particulièrement sentir avec la nouvelle disposition, qui ne se trouve placée dans des circonstances moins favorables que pendant les premiers instants de la marche. L'influence de pentes légères ménagées avant et après la station qui se trouverait à leur sommet nous paraît tellement importante pour augmenter la rapidité du transport qu'elles nous semble mériter quelques sacrifices de dépense pour y arriver.

Il faut encore remarquer que, la résistance de sortie de vapeur étant, dans la disposition actuelle, supérieure à celle que nous avons supposée (n° 73), les calculs qui se rapportent à cette disposition ont dû donner des résultats plus avantageux que cela n'a lieu réellement, et que dans la disposition nouvalle il n'y a pas de raison pour qu'il en soit ainsi.

La conséquence générale à tirer de tous les calculs précédents est que la disposition proposée conserve encore ses avantages pendant la mise en train du convoi.

153. *Comment les résultats probables différeront de ceux obtenus par le calcul.* — Une objection que l'on pourra faire encore sur la nouvelle disposition, c'est que, les dimensions (ligne 11, table C) que l'on a données aux lumières étant plus petites que celles employées précédemment, la différence de pression entre la boîte des tiroirs et le cylindre sera plus forte,

et qu'en outre il y aurait lieu ici d'avoir égard à la diminution de pression motrice qui résulte à la fois de la détente et de l'entrée de vapeur, ainsi que cela a lieu pendant les deux ou trois arcs de 5° qui précèdent l'instant où la vapeur cesse d'entrer dans le cylindre (n° 56).

Nous ferons d'abord remarquer qu'on ne sera pas obligé en pratique de réduire, comme nous l'avons fait, la section des lumières pour faire durer plus long-temps la sortie de vapeur. Il y a trop d'éléments tendant à prolonger cette durée, et dont nous n'avons pas tenu compte, pour qu'on soit obligé d'avoir recours à ce moyen. Mais, en supposant même que cette réduction ait lieu, il n'en pourrait résulter, comme on le verrait en appliquant la méthode de calcul indiquée dans la note (*a*), qu'une différence de pression variant de 1 à 8 livres par pouce carré à la vitesse de 36 milles, tandis qu'avec les dimensions ordinaires et la vitesse de 30 milles cette différence varie de 0,5 à 3 livres par pouce carré. Comme il n'y a rien qui s'oppose à ce qu'on maintienne dans la chaudière, quand la machine a acquis sa vitesse, une pression supérieure, s'il faut, d'une demi-atmosphère à celle actuelle, on voit donc que dans aucun cas il n'y aura d'obstacles à ce que l'augmentation de pression puisse être établie comme nous l'avons indiqué.

154. *L'effet utile est augmenté par l'abaissement rapide des pressions motrices vers la fermeture d'entrée.* — Quant à la diminution plus rapide de pression vers l'instant où la vapeur cesse d'entrer dans le cylindre, elle est à l'avantage du nouveau système de distribution.

En effet, l'erreur commise repose sur ce que, dans les quatre cas, on a supposé que la pression motrice était constante depuis l'origine de la course jusqu'à l'instant où la vapeur cesse d'entrer dans le cylindre, tandis que ces pressions vont en décroissant d'abord à peu près régulièrement lorsque la pression peut être déterminée par la formule (13), et ensuite plus rapidement lorsque l'on doit faire intervenir dans le calcul la détente et le poids de vapeur introduit. Dans le cas où il n'y a

[illegible] n'aurait pas lieu à faire ce dernier calcul, et [illegible] que la pression motrice est régulière pendant toute la longueur de la course. Mais, dans les trois autres cas, il faudrait, pour que le calcul fût correct, supposer des pressions [illegible] par [illegible] atmosphères, qui est celle que l'on a admise. [illegible] d'environ $\frac{1}{5}$ d'atmosphère qui en résulterait [illegible] de $\frac{1}{12}$ de pouce serait [illegible] $\frac{1}{2}$ atmosphère pour l'avance de [illegible]. On a donc supposé seulement le poids de vapeur correspondant à la pression et au volume qui ont lieu lorsque la vapeur sort du cylindre, tandis que le travail moteur [illegible] est donné par le produit de la pression par le volume [illegible], et, cet effet augmentant avec l'avance au tiroir, quelle que soit d'ailleurs la section des lumières, la disposition nouvelle a réellement sur les précédentes un avantage dont nous n'avons pas tenu compte.

[illegible]. *Influence de l'eau contenue dans la vapeur.* — Au nombre des résistances qui s'opposent à la sortie de vapeur et que nous n'avons pas pu évaluer, il faut noter l'augmentation de densité de la vapeur résultant de l'eau qu'elle entraîne avec elle. Ce fait a été constaté sur le chemin de Versailles à Paris dans des expériences qui avaient pour but de mesurer la pression dans le tuyau d'échappement. Il arrivait alors que toutes les fois que la chaudière lançait de l'eau le manomètre marquait une pression très élevée, qui allait quelquefois jusqu'à 2 $\frac{1}{2}$ atmosphères.

Ce résultat se trouve d'ailleurs expliqué par la formule du n° [illegible], dans laquelle nous avons exprimé la décroissance des pressions. Cette décroissance, augmentant ou diminuant avec S, varie dans un rapport proportionnel à φ, qui représente le poids moyen d'un pied cube de vapeur, et en raison inverse du carré de [illegible], qui est le poids de vapeur contenu dans le cylindre au commencement du parcours de l'arc; ou, ce qui est la même chose, en raison inverse du carré du poids d'un pied

cube de vapeur à la pression initiale. Ce dernier poids se confondra avec celui q lorsqu'on supposera que la décroissance a lieu par degrés infiniment petits, et l'on voit par-là que la valeur de β est en raison inverse du poids du pied cube de vapeur aux différentes pressions correspondant à l'écoulement. La décroissance D diminuant en même temps que β, on voit qu'elle sera d'autant plus petite que le poids q sera plus grand ou que la vapeur sera plus chargée d'eau.

156. Dans une disposition nouvelle pour laquelle M. Hawthorn a pris dernièrement une patente, on évite en grande partie l'inconvénient de l'eau renfermée dans la vapeur en faisant passer les gaz de la combustion dans des tubes qui traversent et sèchent la vapeur renfermée dans la chaudière. Dans cette disposition, la cheminée se trouve placée au dessus de la boîte à feu, et la vapeur qui doit servir au tirage est obligée de parcourir un long chemin pour y arriver, ce qui nous paraît être un inconvénient inhérent à ce système. Dans le cas de grande avance que nous avons indiqué, l'inconvénient de l'augmentation de densité de vapeur n'existant plus, l'avantage de cette disposition n'aurait plus lieu que par le meilleur parti qu'elle permet de tirer du combustible.

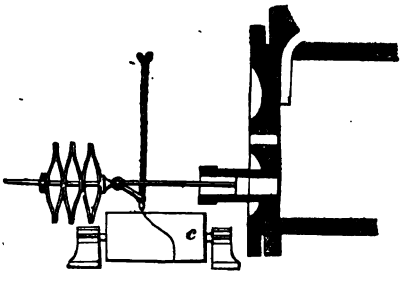
157. Si on voulait augmenter le tirage dans le système que nous proposons, on pourrait le faire sans inconvénients en diminuant la section de l'orifice d'échappement, et ce serait un nouvel obstacle à la sortie de vapeur, dont nous n'avons pas tenu compte. Enfin, il y a, comme nous l'avons dit, les frottements et les chocs, et la première de ces résistances sera, par la nouvelle disposition, augmentée, parce qu'en donnant au tuyau d'échappement le même diamètre dans toute sa longueur on accroît la vitesse, et par là les frottements, qui sont proportionnels à la longueur de la conduite, au carré de la vitesse, et en raison inverse du diamètre.

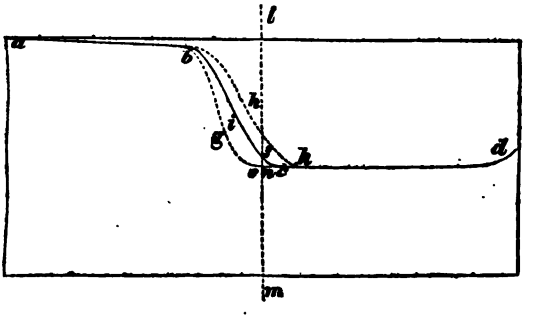
On peut se convaincre par toutes ces raisons qu'il n'y aura probablement pas lieu à diminuer, comme nous l'avons fait, la section des lumières pour prolonger la sortie.

158. *Comment on devra procéder à l'application du nouveau système.* — En supposant qu'on adopte pour la distribution des dimensions telles, que la vapeur soit fermée aux trois quarts de la course, et qu'on veuille régler la section de sortie de manière à ce que la vapeur ne soit plus qu'à environ $\frac{1}{3}$ atmosphère à la fin de la course, il faudra pour cela donner aux lumières une certaine longueur, que l'expérience seule pourra déterminer. On pourra, par exemple, conserver la largeur d'un pouce, parce qu'il en résulte un avantage sur la course (n° 21 et 40), et leur donner 10 pouces de largeur. On diminuera ensuite cette largeur par des plaques fixées sur les côtés du trou selon la décroissance des pressions, qu'on mesurera comme nous l'indiquerons et suivant la vitesse qu'on voudra donner à la machine. Dans tous les cas, il sera bon de donner à l'excentrique la plus grande course possible, parce qu'on pourra alors faire varier la différence des avances dans une plus grande étendue, en regardant l'avance du côté de l'entrée de vapeur comme constante, celle du côté de la sortie à une limite supérieure fixée par la course de l'excentrique, tandis qu'en faisant varier les découvrements on peut diminuer autant qu'on veut cette seconde avance et l'amener même à 0. Avec une grande course d'excentrique, on pourra donc toujours s'arranger de manière à ce que les avances soient d'accord avec la décroissance des pressions et la vitesse à donner à la machine. Il est bien entendu que dans ce cas il faudra faire varier la distance des brides et l'angle de l'avance en même temps que les découvrements.

159. Pour connaître comment a lieu la décroissance des pressions, on se servira d'un appareil usité déjà dans plusieurs cas pour mesurer la pression dans le cylindre d'une machine à vapeur. Il se compose d'un tube alézé d'un pouce à 15 lignes de diamètre que l'on applique directement sur le couvercle du cylindre et dans lequel se meut un piston guidé par une tige. Cette tige presse contre un ressort, et est munie d'un crayon qu'on peut faire descendre à volonté au moyen d'une ficelle jusqu'à ce qu'il porte sur un cylindre C, recouvert d'une feuille

de papier. Ce cylindre est mis en communication avec l'arbre coudé par un mécanisme quelconque, et doit faire le même nombre de tours que cet arbre. On peut graduer cet instrument en fixant la machine de manière à ce qu'elle ne puisse pas se mouvoir, et en établissant la communication entre le cylindre et la chaudière à différentes pressions, que l'on mesurera avec un manomètre.





Pour faire usage de cet appareil, on commencera par porter la pression dans la chaudière au point où elle doit être pendant la marche. On ouvrira complétement le robinet de vapeur, et on lancera la machine à sa vitesse, que l'on suppose être tellement combinée avec la production de vapeur, que la pression soit constante dans la chaudière. On fera alors porter le crayon sur le cylindre pendant deux ou trois tours de roue, et, la machine étant arrêtée, on enlèvera la feuille de papier sur

laquelle se trouvera tracée une courbe telle que *abicd*. Si l'ordonnée *nf* de cette courbe prise au milieu de la longueur de la feuille correspond, d'après la graduation de l'appareil, à $\frac{1}{2}$ atmosphère, la distribution sera dans les conditions exigées. Si on obtient une courbe telle que *abhkd*, il faudra augmenter la longueur des lumières; si, au contraire, cette courbe occupe la position *abged*, il faudra la diminuer. Ce règlement peut être fait indépendamment de la graduation de l'appareil, car il consiste seulement à faire tomber près de l'axe *ml* de la feuille la rencontre *c* des deux parties *cib* et *cd* de la courbe. Après quelques expériences faites à différentes vitesses sur des machines à cylindres de grande et petite dimension, on saura bientôt quelles sont les meilleures proportions à donner à la distribution, sans qu'il soit besoin de répéter ces expériences sur chaque machine en particulier.

160. La courbe *bic* ne sera pas analogue à celle *uvx* (Pl. V), parce que cette dernière est construite sur des abscisses croissant irrégulièrement comme les avances du piston, tandis que, dans la première, les pressions doivent être séparées par des abscisses égales représentant des temps ou des arcs égaux. On peut, du reste, tracer cette nouvelle courbe ainsi que nous l'avons fait dans la Pl. IV, en divisant une ligne *ab* en 36 parties égales correspondant chacune à un arc de 5°, et en portant sur les points de division les mêmes ordonnées que celles de la Pl. V. La courbe *cde*, qui se continue en *fg*, affectera alors la forme de celle qu'on obtiendra au moyen de l'appareil, à l'exception de l'irrégularité de flexion du ressort. Mais le rapport des deux surfaces *abedch*, *abigh*, ne sera plus égal à celui du travail moteur au travail résistant. Les autres courbes indiquées dans la Pl. IV représentent, comme la précédente, la décroissance des pressions par rapport aux intervalles égaux de temps qui les séparent, pour les autres cas que nous avons examinés.

161. Le moyen de mesurer les variations de pression que

nous venons d'indiquer est le seul applicable au cas de grandes vitesses et de changements rapides d'une pression forte à une pression faible. Le manomètre à mercure ne peut pas être employé dans un pareil cas, parce que les oscillations du liquide, eu égard aux lois de la pesanteur et de l'inertie, ne peuvent pas suivre exactement celles de la pression. Cette même irrégularité aurait lieu pour une faible pression aussi bien que pour une forte, et toute pression sujette à des oscillations rapides ne peut pas, en général, être mesurée par un manomètre. Ainsi, par exemple, nous avons calculé que, pour la simple irrégularité de pression qui peut avoir lieu dans le tuyau d'échappement, le temps nécessaire pour l'abaissement de la colonne de mercure était plus grand que celui qui sépare deux oscillations à la vitesse de 30 milles à l'heure, et qu'ainsi la pression indiquée par le manomètre pouvait paraître à peu près régulière sans que cela pût prouver que les pressions réelles fussent celles indiquées par les hauteurs de la colonne.

Dans les applications qui ont déjà été faites du manomètre à ressort que nous avons indiqué, on a trouvé que les plus petites irrégularités, les plus petits accidents de pression étaient indiqués rigoureusement, et c'est pour cela que nous regardons son emploi comme devant être exempt d'erreurs.

SURFACE DE CHAUFFE ET TIRAGE.

162. *Puissance évaporatrice d'un pied carré de surface réduite.* — Pour compléter ce qu'il y a à dire sur le travail de la machine, il est nécessaire d'indiquer quel rapport existe entre la surface de chauffe et la production de vapeur. Nous vérifierons ensuite, au moyen de ce rapport, si les surfaces de chauffe généralement usitées sont d'accord avec la vitesse de 30 milles et la pression de 3,75 atmosphères que nous avons supposée.

M. de Pambour a trouvé pour moyenne de plusieurs expériences que 43 pieds carrés de surface exposée directement à la chaleur rayonnante et 288 pieds carrés de tubes pouvaient évaporer en une heure 56 pieds cubes d'eau. D'autres expériences faites par M. Stephenson ont conduit en outre à admettre que le rapport de puissance évaporatrice d'un pied carré de surface directe et d'un pied carré de surface de tubes était à peu près celui de 3 à 1.

La surface 288, chauffée indirectement, a donc dû produire le même effet que si elle avait été remplacée par celle 96, qui en est le tiers, cette dernière étant supposée chauffée de la même manière que celle 43 ci-dessus. La somme des deux surfaces 96 et 43, qui est de 139, représente ce qu'on appelle la surface réduite.

La puissance évaporatrice d'un pied carré de surface réduite est donc $\frac{56}{139}$ ou 0,40 pied cube par heure. Les expériences qui ont donné ce résultat ont été faites à la vitesse moyenne de 19 milles à l'heure.

163. Quant à connaître le rapport des puissances évaporatrices d'une machine à différentes vitesses, nous avons dit qu'on n'avait pas de données suffisantes; les expériences faites jusqu'à ce jour sont trop peu complètes et renferment trop d'anomalies pour qu'il soit possible d'établir une règle fixe. Néanmoins il est clair que lorsqu'on augmente la vitesse de la machine, le tirage augmente, on brûle plus de coke et on doit évaporer plus d'eau : dans tous les cas, le rapport des poids évaporés ne pourra pas surpasser celui des vitesses.

Il paraîtrait, d'après les expériences faites sur le Great-Western, que ces deux rapports sont peu différents, et qu'en augmentant, par exemple, d'un tiers la vitesse, on augmenterait d'un quart environ la quantité d'eau évaporée. D'après ce dernier résultat, nous porterons de 0,40 à 0,50 pied cube la puissance évaporatrice d'un pied carré de surface de chauffe réduite à la vitesse de 30 milles à l'heure.

164. *Application du nombre admis.* — Soient alors :

Φ le nombre de livres d'eau évaporées par seconde,

S la surface des tubes en pieds carrés,

nS la surface exposée directement à la chaleur rayonnante,

62,5 livres, poids d'un pied cube d'eau.

On aura, d'après ce qui a été dit plus haut :

$$(36)\quad \Phi = \frac{\left(n\mathrm{S} + \frac{\mathrm{S}}{3}\right) \times 0{,}50 \times 62{,}50}{3600} = 0{,}00868\,\mathrm{S}\,(n + 0{,}333).$$

Pour déterminer à l'aide de cette équation quelle surface de chauffe sera en rapport avec la marche sans avance où l'on dépense 1,7255 livres de vapeur par seconde (table P), on remplacera Φ par 1,7255, et n par 0,12, qui est le rapport généralement établi par les constructeurs entre la surface directe et celle des tubes. S, tiré de l'équation, se trouve être égal à 439 pieds carrés, et nS, ou la surface directe, à 52, ce qui fait 491 pieds carrés en totalité. Or il y a des machines qui ont jusqu'à 800 pieds carrés de surface de chauffe totale, ce qui prouve que la vitesse et la pression que nous avons supposées peuvent facilement être réalisées. On voit aussi par là que l'excédant de production de vapeur par rapport aux vitesses, pendant la mise en train, pourra avoir lieu ainsi qu'on l'a indiqué dans les tables S et T.

165. *Différence entre la dépense d'eau et celle de vapeur calculée.* — La différence que M. de Pambour a signalée entre le poids d'eau fourni à la chaudière et celui de la vapeur dépensée ne nous paraît pas devoir résulter seulement des pertes par les soupapes, car il est démontré que la vapeur entraîne avec elle une certaine quantité d'eau non transformée en vapeur et dont on ne tient pas compte en calculant le poids dépensé d'après la vitesse de marche et la pression. Cet accident de l'eau entraînée avec la vapeur arrive surtout lors-

que l'ébullition est très énergique, lorsque le niveau de l'eau est trop élevé dans la chaudière, et lorsqu'il y a des matières grasses mélangées avec l'eau.

D'après cela, on voit que le nombre 1,7255 du tableau P n'indique pas exactement le poids d'eau dépensée, mais seulement l'effet utile du combustible.

166. *Puissance évaporatrice d'une livre de coke.* — Il nous reste à émettre quelques considérations sur le tirage, et pour cela il est nécessaire de connaître d'abord combien on brûlera de coke pour produire une livre de vapeur ou plutôt pour dépenser une livre d'eau, puisqu'il est reconnu que toute l'eau n'est pas réduite en vapeur.

La moyenne de vingt-six expériences faites par M. Wood sur le Great-Western railway, et dans lesquelles ont fonctionné sept machines différentes, a été de 7,47 livres d'eau dépensées par livre de coke brûlé.

Une autre série de six expériences faites sur deux machines, au chemin de fer de Londres à Birmingham, par le même ingénieur, a donné 7,62 livres d'eau par livre de coke.

Enfin, le résultat de six autres expériences faites sur deux machines du Great-Junction railway, encore par le même ingénieur, a été de 5,64 livres d'eau par livre de coke.

Ce dernier cas paraissant exceptionnel, nous admettrons que dans les circonstances actuelles une dépense de sept livres d'eau correspond à celle d'une livre de coke.

167. *Air nécessaire à la combustion d'une livre de coke.* — Voyons maintenant quelle quantité d'air il faut faire passer à travers la grille pour brûler une livre de coke.

La quantité d'oxygène qu'absorbe une livre de coke dans sa combustion est donnée par le rapport des poids atomiques du carbone et de l'oxygène, qui sont de 37,66 et 100. 37,66 livres de coke se combinant complétement avec 100 livres d'oxygène, on en déduit qu'une livre de coke, que nous supposons du car-

bone pur, exige pour sa conversion en acide carbonique 2,65 livres d'oxygène.

A 32°, température de la glace fondante, et sous la pression de 14,7 livres par pouce carré, un pied cube d'oxygène pèse 0,0836 livres, d'où l'on déduit que 2,65 livres d'oxygène occuperont, à la même température et sous la même pression, un volume de 31,7 pieds cubes.

Cent pieds cubes d'air atmosphérique renfermant 21 pieds cubes d'oxigène, on trouve que 31,7 pieds cubes d'oxigène sont renfermées dans 151 pieds cubes d'air atmosphérique.

En admettant, d'après Tredgold, que les $\frac{3}{4}$ seulement de l'oxigène renfermé dans l'air soient brûlés dans son passage à travers la grille, il faudra donc fournir $151 \times \frac{3}{4}$ ou 226 *pieds cubes d'air à 32° et à 14,7 livres de pression pour brûler une livre de coke.*

168. *Volume d'air passant par seconde dans la cheminée.* — Admettons maintenant, comme nous l'avons fait plus haut, qu'une machine locomotive dépense 1,7255 livres de vapeur par seconde, et voyons quelle sera, dans ce cas, la quantité d'air nécessaire à la combustion. Il faudra d'abord augmenter ce chiffre d'une certaine quantité pour avoir la dépense d'eau, et nous le porterons à deux livres. Cela étant, et puisqu'une livre de coke correspond à une dépense de sept livres d'eau, cette machine brûlera par seconde $\frac{2}{7}$ de livre ou 0,286 de coke. La quantité d'air qu'il faudra fournir par seconde à la grille sera alors $0,286 \times 226$ ou 64,64 pieds cubes à 32° et à 14,7 livres de pression.

Pour connaître le volume d'air passant par seconde dans la cheminée, il faut lui assigner une certaine température, que nous supposerons de 1000° supérieure à celle de la glace fondante, ce qui ne doit pas être très éloigné de la réalité. On aura alors pour le volume cherché (n° 49) :

$$64,64\,(1 + 0,002083 \times 1000) = 64,64 \times 3,08 = 199.$$

169. *Vitesse de l'air dans la cheminée.* — Dans toutes les machines, la somme des sections des tubes de fumée et

celle des interstices entre les barreaux de la grille étant plu grandes que la section de la cheminée, c'est dans cette dernière partie de la conduite qu'aura lieu la plus grande vitesse, et c'est là que nous la calculerons pour en déduire la dépense de force qui correspond à la production. Il faudrait sans doute admettre une température inférieure à 1000° dans la cheminée; mais on devrait, d'un autre côté, la supposer plus forte dans les tubes; et, comme leur section totale n'est pas de beaucoup supérieure à celle de la cheminée, nous pouvons considérer les chiffres admis comme une moyenne convenable.

Pour avoir la section par laquelle l'écoulement du volume calculé a lieu, il faudra multiplier celle de la cheminée par un certain coefficient représentant l'effet de différents obstacles, et la réduction de section causée par le volume qu'occupe la vapeur. On peut évaluer à peu près ce dernier en calculant le volume qu'occupent, à la pression atmosphérique, 1,7255 livres de vapeur, et on trouvera que ce volume est de 47,5 pieds cubes qui s'écouleront à des vitesses supérieures à celles de l'air (table V). Quoi qu'il en soit, nous admettrons, pour le coefficient total, le nombre 0,8, et nous supposerons que le diamètre de la cheminée est de 14 pouces; sa section est alors 1,07 pied carré, et celle réduite 0,855. En divisant le volume 199 par cette section, on trouve que la vitesse est de 233 pieds.

170. *Travail résistant correspondant au passage de l'air dans la cheminée.* — De même que l'on peut déterminer par le calcul le travail moteur qui correspond, dans une soufflerie, à l'écoulement d'un certain volume d'air par des buses de section donnée, de même nous pouvons ici déterminer le travail correspondant au volume qui passe par seconde dans la cheminée, et nous nous servirons pour cela de la formule suivante (*c*), dans laquelle nous représenterons par
T^m le travail moteur en chevaux;

(*c*) Cette formule est très générale, et peut s'appliquer à calculer le travail moteur de beaucoup de machines.

Supposons, par exemple, qu'on ait un ruisseau fournissant 8 pieds cubes

ω le volume lancé en pieds cubes, et à la pression correspondant à la vitesse d'écoulement ;

h la pression correspondant à l'écoulement, évaluée en pouces d'eau.

Cette formule est la suivante :

$$T^m = 0{,}0095\ \omega h. \tag{37}$$

Lorsque h n'est pas connu d'avance, on peut l'évaluer au moyen de la formule :

$$h = 0{,}003 V^2 d, \tag{38}$$

dans laquelle V représente la plus grande vitesse du fluide, et d le poids d'un pied cube de ce même fluide, à la pression et à la température du réservoir d'où l'écoulement a lieu.

171. Pour appliquer cette formule, voyons d'abord quel est le poids d'un pied cube des gaz qui s'écoulent dans la cheminée.

100 pieds cubes de ces gaz se composent d'abord de 79 pieds cubes d'azote n'ayant pas subi d'altération. Un pied cube d'a-

d'eau par seconde, et une chute de 164 pouces. En remplaçant ω par 8 et h par 164, on a 12,45 pour le travail théorique de cette chute d'eau.

Soit en second lieu une machine à vapeur sans détente dont le cylindre est de 1,3854 pieds cubes et où la pression est de 2,75 atmosphères au dessus de la pression de l'atmosphère ou de celle du condenseur ; soit encore 10,186 le nombre de simples courses par seconde ; la pression de l'atmosphère étant égale à celle de 406,4 pouces d'eau, on aura $h = 2{,}75 \times 406{,}4 = 1117{,}6$, et ω sera égal à $1{,}3854 \times 10{,}186$. On trouve ainsi $T^m = 149{,}5$ chevaux. C'est le travail, sans avance, de la locomotive dont nous avons donné les dimensions, en supposant que la pression en sens inverse du mouvement soit égale seulement à celle de l'atmosphère. Le résultat peut être vérifié au moyen de la formule (2).

Dans le cas où la machine serait à détente, on pourrait encore employer la même formule en se servant pour cela de la table de Tredgold, qui donne la pression moyenne correspondant au rapport des courses totales et à pleine vapeur.

Pour troisième exemple, supposons qu'une soufflerie ait à fournir 100 pieds cubes d'air par seconde à la pression de 50 pouces d'eau, on trouvera, en faisant $\omega = 100$ et $h = 50$, que T^m est égal à 47,8 chevaux.

zote pesant, à 32° et à la pression de 14,7, 0,075 livres, le poids de cette première partie, à la même température et à la même pression, sera $79 \times 0{,}075 =$ 5,925

Dans les 21 pieds cubes restant, les $\frac{2}{3}$, ou 14 pieds cubes, auront été convertis en acide carbonique, et le poids d'un pied cube de gaz étant de 0,117 livres, le poids de la seconde partie sera $14 \times 0{,}117 =$ 1,638

Enfin, les sept pieds cubes d'oxygène non brûlés, multipliés par le poids d'un pied cube, qui est 0,0836, sera. 0,585

Poids total de 100 pieds cubes d'air brûlé à 32° et à 14,7 livres de pression. 8,148

172. Un pied cube des gaz de la combustion pèsera donc le $\frac{1}{100}$ du total précédent, ou 0,0815 livres, et à 1000° au dessus de 32°, il pèsera $0{,}0815 \times \frac{1}{3{,}08}$ ou 0,0265 livres (n° 168).

En substituant ce dernier poids à la place de d dans l'équation (38), et remplaçant V par la valeur 233, on trouve $h = 4{,}316$. Enfin, faisant dans (37) $h = 4{,}316$ et $\omega = 199$, on trouve $T^m = 8{,}16$ chevaux. Ce dernier nombre correspondant à la production de 1,7255 livres de vapeur, celui qui se rapportera au tirage nécessaire pour produire une livre de vapeur sera de 4,73 chevaux.

173. *Comparaison de ce travail résistant avec celui de l'expansion.* — La quantité de travail que nous venons de calculer est un effet utile réel produit par la détente de la vapeur passant de la pression de 3,75 à celle de l'atmosphère. Nous allons comparer cet effet utile au travail total de la détente, en appliquant les formules (1) et (2) du travail moteur.

La vapeur produirait dans la machine son plus grand effet utile si on la détendait jusqu'à la pression de l'atmosphère, et, pour cela, il faudrait que la course à pleine vapeur fût à celle avec détente comme 1 est à 3,75. Pour que tout le travail dont est capable la vapeur soit utilisé, il faut donc que le rapport α

de la formule (1) soit égal à 3,75. En substituant ce nombre dans la formule, et faisant $P = 55,12$, $F = 14,7$, $\tau = 256,9$ et $\varphi = 1$, on trouve, pour la quantité de travail d'une livre de vapeur ainsi détendue, 155,93 chevaux.

En supposant maintenant que la détente ne soit pas utilisée, on devra appliquer la formule (2), et on trouve, pour le travail d'une livre de vapeur sans détente, 86,50

Travail renfermé dans une livre de la vapeur qui sort du cylindre, 69,43 chevaux.

De cette dernière quantité de travail développée par l'expansion, on n'utilise que 4,73 chevaux; le reste est absorbé par le choc contre l'air et les parois de la conduite. C'est du moins ce qui a lieu lorsque la machine marche sans avance, ou lorsque cette avance est très faible; mais, dans la nouvelle disposition que nous avons décrite, il n'en est pas ainsi, puisque, pendant tout le temps que la vapeur emploie à sortir, elle exerce sa pression contre le piston, et produit ainsi, d'un côté, le tirage, et de l'autre le mouvement de la machine. Une partie du travail qui peut créer l'expansion est donc ici utilisée, tandis que, dans les circonstances actuelles, cette même partie s'ajoute au travail résistant. Le travail de l'expansion est, dans ce cas, non seulement perdu; il fait, de plus, opposition au travail moteur que produit la pleine vapeur.

174. ***Comparaison du système actuel avec celui proposé par rapport à l'effet maximum de la vapeur d'étendue.*** — La différence entre ces deux cas peut être exprimée par des chiffres de la manière suivante :

	Sans avance
Une livre de vapeur employée avec détente, comme ci-dessus, est capable de	155,93
Une livre de vapeur (table P) produit 73,77 + 4,73, ou	78,50
Quantité de travail perdue . . .	77,43

	Pression de [illegible] de pouce.
Une livre de vapeur employée avec détente, condensation, etc., [illegible]	155,93
Une livre de vapeur [illegible] . .	108,03
Quantité de travail perdue . . .	47,90

Rapport de la quantité utilisée au travail [illegible]
id. id. id. [illegible]

	[illegible]	Pression de [illegible] de pouce.
Sans détente	[illegible]	[illegible]
Avec détente	[illegible]	[illegible]

Dans le premier cas, on n'utilise que la moitié du travail possible, et, dans le second cas, on en utilise près des $\frac{7}{12}$.

175. Comparaison des deux systèmes avec *les autres* machines à vapeur. — Pour comparer la machine locomotive aux autres genres de machines à vapeur, sous le rapport de l'effet utile résultant du système adopté, on aura recours à la table D, dans laquelle on a indiqué les différentes quantités de travail dont est capable une livre de vapeur, suivant les circonstances de pression, détente et condensation, dans lesquelles elle est employée. Ces quantités ont toutes été calculées au moyen de la formule [illegible], dans laquelle on a remplacé P par [illegible] dans le cas où l'on emploie la vapeur sans condensation, et par [illegible] pour le cas de condensation. Pour permettre de suivre plus facilement la croissance de l'effet utile de la vapeur par rapport aux variations de pression et détente, nous avons encore construit des courbes (Pl. VI), dont les ordonnées successives sont égales aux nombres indiqués dans chacune des colonnes du tableau (e).

(e) Le tableau des propriétés de la vapeur d'eau mis sous la forme indiquée dans la planche VI est d'un usage très commode, et renferme des données suffisantes pour résoudre en peu de temps toute espèce de question relative à l'emploi de la vapeur.

176. L'effet utile d'une livre de vapeur est, dans les machines actuelles, de 78,50 chevaux, et, dans une machine ordinaire, sans condensation ni détente, et où il n'y aurait pas

Nous allons donner quelques exemples de ses applications.

Supposons qu'on ait à calculer la puissance d'une machine sans condensation et sans détente, ayant les dimensions suivantes :

Deux cylindres de 13 pouces de diamètre.

Course du piston, un 1/2 pied.

Nombre de révolutions par seconde, 2,546.

Pression dans le cylindre, 3,75 atmosphères.

Au moyen du nombre de révolutions et du volume du cylindre, on calculera d'abord le volume engendré par seconde par le piston; il se trouve être de 14,109 pieds cubes, et, en multipliant ce nombre par le poids d'un pied cube de vapeur que l'on trouve au sommet de l'ordonnée correspondant à l'abscisse 3,75, on déterminera la dépense par seconde, qui est de 1,7255 liv.

On cherchera ensuite, sur la courbe correspondant à l'emploi de la vapeur sans condensation et sans détente, quel est l'effet utile à 3,75 atmosphères de pression absolue, ou 2,75 atmosphères de pression réelle; on verra qu'il est de 86,50 chevaux; et, en multipliant ce nombre par 1,7255, on trouve que la puissance de la machine est de 149,50 chevaux.

Les dimensions supposées étant celles que nous avons admises pour le cas de marche sans avance, ce dernier nombre se trouve être le même que celui auquel on est arrivé dans la note (*b*).

Supposons encore qu'on veuille connaître la puissance d'une machine à condensation et détente au 1/2, ayant les dimensions suivantes :

Un seul cylindre de 4 pieds 8 pouces de diamètre.

Course totale du piston, 11 pieds 6 pouces.

Nombre de révolutions par minute, 24.

Pression à pleine vapeur, 2,75 atmosphères absolues.

On calculera d'abord, au moyen des dimensions ci-dessus, le volume engendré par le piston dans une seconde, et on trouvera qu'il est de 157,36 pieds cubes. Ce nombre devra être divisé par 2 pour obtenir le volume de vapeur dépensé, puisque la détente se fait au 1/2, et en multipliant le résultat par 0,0991, poids de 1 pied cube de vapeur à la pression 2,75, on trouvera que la dépense est de 7,246 livres par seconde. On multipliera ce nombre par 183,2, qui est l'effet utile d'une livre de vapeur indiqué par la courbe du système affecté par la machine, et on trouvera que la puissance théorique de celle-ci est de 1327,5 chevaux.

Les proportions indiquées ci-dessus sont celles du *Narragansett*, navire américain. En multipliant la puissance théorique par le coefficient de perte

[illegible] de l'orifice [illegible] du jet de vapeur pour le [illegible] aurait de 7.1 chevaux, en [illegible] [illegible] et de 80.7 en l'employant

[illegible] dans les [illegible]

[illegible] du tableau de Tredgold, on [illegible] la détente au 1/2; il se trouve [illegible] $40.47 \times 0.0456 = 36,22$ [illegible] 2 livres pour la [illegible] la pression ainsi obtenue par [illegible] pour la pression effective [illegible], et de [illegible] et divisant le [illegible] peut élever à [illegible] 537.5.

[illegible] suivre au [illegible] de force [illegible] au moyen des [illegible] d'un pied cube de [illegible]

[illegible] en multi- [illegible] la section de l'orifice [illegible] de la vapeur qui se trouve [illegible] On aura ainsi [illegible]

[illegible]

[illegible] de vapeur accrue, il faudra [illegible]

[illegible]

[illegible] dans la pre- [illegible] on trouve

[illegible]

[illegible] à laquelle on est déjà [illegible]

[illegible] l'effet utile, per-

à 3,25. L'effet utile de cette machine serait donc de 78,50 si on employait la vapeur à 3,10 atmosphères, et l'on voit, d'après cela, que les machines locomotives actuelles fonctionnant à 3,75 atmosphères sont placées au même rang qu'une machine fixe marchant à petite vitesse, sans condensation ni détente, et employant la vapeur à 3,10 atmosphères. Le chiffre 78,50 ne permet pas de comparer la locomotive avec d'autres systèmes de machines.

Dans la nouvelle disposition, l'effet utile d'une livre de vapeur est de 108,03 chevaux, et, en cherchant dans la table à quel système de machine correspond ce chiffre, on trouve que celles qui produisent cet effet utile sont :

Machine avec condensation et sans détente, employant la vapeur à 2,55 atmosphères.

Machine sans condensation, détente au $\frac{1}{2}$, employant la vapeur à 2,67 atmosphères.

Machine sans condensation ni détente, employant la vapeur à 7,29 atmosphères.

met de voir d'un seul coup d'œil comment se correspondent les éléments de marche dans deux systèmes donnés.

On remarquera d'abord que les points de rencontre des courbes indiquent les cas où il n'y a pas d'avantage, sous le rapport de l'effet utile théorique, à employer un système plutôt qu'un autre. Ainsi, l'on voit qu'en supposant la vapeur employée à 6 2/3 atmosphères de pression absolue, il a autant d'avantage à employer une machine à condensation et détente au 1/2 qu'une machine sans condensation et détente au 1/3.

On pourrait encore demander à quelle pression il faudra employer la vapeur dans un système donné, pour qu'elle y produise le même effet utile que dans un autre système. Cette question pourra se résoudre très facilement en menant des parallèles à la base, comme nous allons l'indiquer. Soit, par exemple, une machine à condensation et sans détente marchant à 1 1/4 atmosphère. On demande à quelle pression devra marcher une machine sans condensation et sans détente, pour que l'effet utile d'une livre de vapeur soit le même dans les deux cas. Pour cela, on mènera par le point *b* une parallèle à la base jusqu'à la rencontre de la courbe du dernier système, et l'abscisse *cd*, correspondant au point de rencontre, indiquera la pression cherchée, qui est ici de 4,85 atmosphères absolues.

lors même qu'on supposerait que les molécules de vapeur s'étendent dans toute la section de la cheminée : car on a vu qu'alors le courant ne peut pas être entièrement composé de vapeur, et qu'il a dû y entrer une quantité d'air en rapport avec les sections de la colonne épanouie ou simplement dilatée par la variation de pression. Dans ce cas, le tirage sera même plus énergique que dans le premier : car les molécules de vapeur, étant mêlées à celles de l'air, seront dans des circonstances plus favorables pour perdre leur force vive en faveur de ces derniers. Quoi qu'il en soit sur le rapport qui s'établira dans le mélange des molécules, il devra être tel qu'un pouce cube de fluide, pris dans une partie quelconque du courant, ait un poids égal à celui qu'il acquerrait s'il était comprimé dans un cylindre formé par une pression correspondante à la vitesse dans la cheminée et à la température qui y a lieu : c'est ce qui n'arriverait pas si, dans le cas d'épanouissement, il n'y avait pas mélange de l'air avec la vapeur.

Si la colonne, en s'épanouissant, ne remplit qu'une partie de la section de la cheminée, comme cela a sans doute lieu, on pourra considérer le tirage comme produit par deux actions séparées : la première exerçant son effet sur les molécules mélangées avec la vapeur, et la seconde sur celles qui avoisinent la colonne. Celles de ces dernières qui la toucheront directement seront soumises à la même influence que celles situées dans l'intérieur, et, de plus, elles exerceront de proche en proche une réaction sur celles de la masse d'air, auxquelles elles imprimeront des vitesses allant en décroissant à mesure qu'on s'éloigne du centre. Il arrivera ensuite un moment auquel l'action de proche en proche des molécules sera anéantie ou tellement faible qu'elle ne pourrait pas faire équilibre à la pression de l'air tendant à rentrer du dehors au dedans. Ce qui prouve qu'il en est ainsi, c'est qu'on a reconnu par expérience qu'entre le diamètre de la cheminée et celui de l'orifice de sortie il y avait une certaine relation qu'il est plus nuisible qu'utile de dépasser.

179. Lorsqu'on suppose que le courant de vapeur n'est pas continu, il n'y a pas de raison pour que les réactions de la vapeur sur l'air n'aient pas lieu, comme nous venons de l'indiquer; mais l'irrégularité de vitesse fait qu'ici les forces vives développées, et celles résistantes ne seront pas les mêmes, quoiqu'on dépense la même quantité de vapeur et qu'on fasse appel à une même quantité d'air. C'est ce qu'on peut démontrer par le calcul des vitesses de sortie à l'échappement, que nous ferons de la manière suivante :

La vitesse de la vapeur en pieds peut être représentée par la formule (n. 48).

$$(39) \qquad V = 96{,}25 \sqrt{\frac{P - F}{q'}}.$$

D'un autre côté, en appelant $\varphi + \varphi'$ le poids de vapeur sorti des deux cylindres pendant la fraction de seconde $\frac{1}{\varepsilon}$, et σ' la section de l'orifice d'échappement en pouces carrés, on a

$$(40) \qquad \varphi + \varphi' = \frac{V \sigma' q'}{144 \varepsilon}.$$

En égalant la valeur de V tirée de cette équation à celle ci-dessus, on en tire

$$(41) \qquad P = 2{,}2383 \frac{\varepsilon^2 (\varphi + \varphi')^2}{q' \sigma'^2}.$$

Cette dernière pression ne diffère de celle x (22) que par le rapport $\frac{r^2 - 1}{r^2}$, ce qui permet de les calculer l'une par l'autre au moyen des valeurs de r, que l'on trouvera à l'aide de la formule du n° 78.

En remplaçant dans (41) q' par sa valeur (12), on arrive à l'équation suivante, qui donne la pression correspondant à la vitesse de sortie au dessus de celle de l'atmosphère

$$(42) \qquad P = -7{,}35 + \sqrt{54{,}02 + 657{,}36 (\varphi + \varphi')^2 (1 + a\tau) \frac{\varepsilon^2}{\sigma'^2}}.$$

[illegible] approximatives, on aura donc [illegible] au moyen du tableau [illegible] correspondant ; la vi[illegible] soit de [illegible] , V comme l'in[illegible].

[illegible] dans le tableau suivant ne [illegible] des tableaux I et X, [illegible] calculées en ad[illegible] dans le deuxième cylindre [illegible] L'erreur commise par cette supposition [illegible] de sortie, [illegible] quantité très pe[illegible] du poids [illegible] la somme des [illegible] cylindrée, nous avons [illegible] en supposant que la pression soit de [illegible] cylindre.

[illegible] à la quantité totale de va[illegible] exactement la répar[illegible] aux différents instants de la course : [illegible] dans le deuxième cylindre [illegible] dans le premier, et, lorsque [illegible] pour arriver aux pressions calculées, [illegible] de même qu'il s'accroît lorsque la [illegible]. Mais il serait trop long de tenir compte de [illegible] qui, du reste, ne causent pas une grande er[illegible].

Dans le cas de [illegible], nous avons pris pour les valeurs de [illegible] qui sont indiquées dans le tableau I ; mais si, pour le cas de l'avance de $\frac{[illegible]}{[illegible]}$ de pouce, nous avions pris les valeurs du tableau X, nous aurions obtenu pour le poids de vapeur correspondant à une cylindrée le nombre

0,12708 (n° 93), et, en multipliant ce nombre par le rapport des vitesses 36 et 30, et par 10,1856, qui est le nombre de cylindrées par seconde, on aurait trouvé 1,5533 livres pour le poids de vapeur écoulé, tandis que, dans le cas de marche sans avance, la dépense est de 1,7255. Afin d'obtenir des résultats directement comparables, nous avons alors supposé qu'on augmentait la dépense de vapeur en augmentant le diamètre du cylindre, ce qui ne changera rien à la décroissance des pressions si on augmente proportionnellement la section des lumières. Les valeurs de φ et φ' ont donc été déterminées dans le second cas en multipliant par le rapport de 1,7255 à 1,5533 celles trouvées préalablement, comme dans le premier cas de marche sans avance.

La valeur de ε est de 183 pour la marche sans avance à la vitesse de 30 milles, et elle est de 219,6 pour le second cas de marche, à la vitese de 36 milles (n^{os} 54 et 92).

La valeur de σ'^2 sera, comme on l'a supposé plus haut (n° 81), égale à 44, et celle de σ' à 6,633.

Nous avons enfin indiqué dans les dernières colonnes les quantités de force vive déterminées d'après les vitesses par seconde et les poids écoulés pendant chaque petite fraction de temps.

V. **Forces vives et vitesses**

[illegible] — Vitesse de [illegible] milles.

[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	Vitesse de sortie V.	Force vive de chaque élément $\frac{(p+p') V^2}{\dots}$
		[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	pieds.	
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]			[illegible]		[illegible]	[illegible]

de la vapeur à l'échappement.

Avance de 22/12 de pouce —— Vitesse de 36 milles.

Longueur de la manivelle parcouru par le piston α.	Poids de vapeur sortant du premier cylindre : Refoulement	Poids de vapeur sortant du premier cylindre : Détente	Poids de vapeur sortant du premier cylindre φ	Poids de vapeur sortant du deuxième cylindre. φ'.	Poids total de vapeur écoulé $\varphi+\varphi'$.	Rapport de la section du plus grand renflement à celle de sortie réduite r.	Pression correspondant à la vitesse de sortie p.	Poids d'un pied cube correspondant à la vitesse de sortie q'.	Pression dans le tuyau d'échappement z.	Vitesse de sortie V.	Force vive de chaque élément $\frac{(\varphi+\varphi')V^2}{64,4}$.
	livre.	livre.	livre.	livre.		livres.		livres.	pieds.	
0—85	0,00251	»	0,00312	0,00563	4,82	1,90	0,0407	1,82	659	38,02
5—80	0,00249	»	0,00257	0,00506	4,37	1,56	0,0399	1,48	605	28,72
0—75	0,00246	»	0,00211	0,00457	3,99	1,30	0,0393	1,22	554	21,81
5—70	0,00240	»	0,00172	0,00412	3,68	1,07	0,0388	0,99	506	16,40
0—65	0,00232	»	0,00130	0,00362	3,35	0,84	0,0383	0,76	451	11,41
5—60	0,00223	»	0,00117	0,00340	3,28	0,74	0,0381	0,67	425	9,55
0—55	0,00212	»	0,00135	0,00347	3,52	0,77	0,0382	0,71	433	10,10
5—50	0,00200	0,00220	0,00153	0,00573	2,93	1,96	0,0408	1,73	670	39,88
0—45	0,00186	0,00463	0,00170	0,00819	2,71	3,66	0,0447	3,17	873	97,02
5—40	0,00170	0,00778	0,00186	0,01134	2,57	6,22	0,0504	5,29	1073	202,60
0—35	0,00153	0,00977	0,00200	0,01330	2,53	7,98	0,0543	6,71	1168	284,60
5—30	0,00135	0,01034	0,00212	0,01381	2,54	8,45	0,0553	7,14	1190	303,93
0—25	0,00117	0,01032	0,00223	0,01372	2,56	8,37	0,0551	7,10	1187	300,20
5—20	0,00097	0,00891	0,00232	0,01220	2,65	7,00	0,0521	6,00	1116	236,08
0—15	0,00076	0,00714	0,00240	0,01030	2,80	5,37	0,0485	4,68	1013	163,95
5—10	0,00054	0,00594	0,00246	0,00894	2,97	4,24	0,0460	3,76	926	119,18
0— 5	0,00033	0,00464	0,00249	0,00746	3,23	3,13	0,0435	2,83	818	77,43
5— 0	0,00011	0,00371	0,00251	0,00633	3,57	2,35	0,0417	2,17	724	51,48
				0,14119			0,0448		799	2009,36

181. Pour avoir la dépense par seconde, dans le cas de marche sans avance, on multipliera la somme des poids $\varphi + \varphi'$ par 10,1856, et on aura le nombre 1,7255 déjà indiqué (table P). Pour l'avance de $\frac{22}{12}$ de pouce, on multipliera cette somme par 10,1856 et par le rapport de 36 à 30, ce qui donnera encore le nombre 1,7255.

Quoique la dépense par seconde soit la même dans les deux cas, la vitesse moyenne n'est pas la même, et cela tient à ce que les poids q' d'un pied cube ont été, en moyenne, plus faibles dans le deuxième cas que dans le premier. La somme des forces vives n'est pas la même non plus; elle est égale par seconde, dans le premier cas, à $2683{,}18 \times 10{,}1856 = 27330$, et à $2009{,}36 \times 10{,}1856 \times 1{,}2 = 24560$ dans le second. Ce dernier résultat vient de ce que les vitesses ont été moins irrégulières, et par conséquent les plus grandes d'entre elles moins fortes dans le second cas que dans le premier. On voit donc que la force vive d'un poids donné de vapeur qui passe à l'échappement sera plus faible dans la nouvelle disposition que dans celle actuelle; mais il n'en faut pas conclure que le tirage dû à cette force vive ne sera pas le même dans les deux cas. En effet, la différence qui existe ici ne venant que de l'irrégularité des vitesses de sortie de la vapeur, une différence analogue devra exister entre les vitesses de passage de l'air dans la cheminée et les forces vives qu'il renferme; c'est-à-dire que les forces vives de l'air aspiré seront plus grandes dans le premier cas que dans le second, et que le rapport de leurs sommes, qu'on peut égaler à un travail résistant, sera le même que le rapport des forces vives de la vapeur. Ainsi, en diminuant la puissance dans la nouvelle disposition, on diminue la résistance dans le même rapport, et l'effet utile représenté par le poids d'air aspiré reste le même. En admettant que l'action de la vapeur sur l'air soit proportionnelle aux vitesses, ce qui aura lieu si le mélange des molécules n'est pas plus immédiat à de grandes qu'à de petites vitesses, on conçoit donc que le tirage doive rester le même, de quelque manière qu'ait lieu

l'échappement d'un poids donné de vapeur ; ce qui revient à dire qu'il sera proportionnel aux vitesses moyennes, et non à la quantité de force vive dépensée pour le produire. Dans le second cas, le volume aspiré sera un peu plus considérable que dans le premier, parce que la vitesse est plus forte ; mais, le poids du pied cube d'air étant aussi plus faible, le poids aspiré sera le même.

182. La diminution de la force vive possédée par la vapeur à l'échappement qui a lieu dans la nouvelle disposition n'est qu'une conséquence de l'utilisation d'une partie du travail dû à la détente. En effet, en permettant à la vapeur de se détendre dans le cylindre lui-même en pressant sur le piston, on diminue le poids, et par là la vitesse de la vapeur qui va à l'échappement pendant la décroissance des pressions. Dans la disposition actuelle, au contraire, la vapeur qui passe par les lumières possède toute la force vive correspondant à la détente, et, de plus, celle que lui imprime le piston qui la comprime pendant sa sortie.

En substituant dans l'équation de la force vive

$$F' = \frac{\Phi V^2}{64,4}$$

la vitesse V indiquée par la formule (39), remplaçant q' par sa valeur (12), et divisant le résultat par 550, on démontre que la quantité à laquelle on donne le nom de force vive est égale au travail moteur de la vapeur sans détente exprimée par la formule (2).

Le travail moteur dû à la détente jusqu'à la pression de l'atmosphère pourra être aussi représenté par une force vive que l'on obtiendrait en multipliant les éléments du poids de vapeur dépensé par la série des carrés des vitesses successives correspondant aux pressions de la vapeur d'étendue, et en faisant la somme de tous ces produits séparés.

Or nous avons vu que, pour une livre de vapeur, et dans les circonstances de pression où nous nous sommes placés, le

travail dû à la détente égal à 69,15 chevaux (n° 173) : cette quantité représente donc la somme des forces vives pendant la détente.

Dans le cas de marche sans détente, on ajoute à cette force vive 86,50—73,77, ou 12,73 (n° 173 et table P), ce qui donne en résumé 82,10 chevaux pour le travail renfermé par la vapeur qui passe dans les lumières. Tout ce travail ne passe pas à l'échappement, car la vitesse de sortie par les lumières est beaucoup réduite dans ce cas, et elle prend une vitesse en rapport avec la section. Il suit de là que la différence entre la force vive contenue par la vapeur à sa sortie dans les lumières et celle qu'elle possédait dans le plus grand rendement se trouve absorbée par les chocs et le tourbillonnement.

Pour connaître la force vive que possède une livre de vapeur à sa sortie par l'échappement, dans le cas de marche sans avance, on divisera la force vive 27,50 (n. 181) par 1,7255, ce qui donne pour résultat 15,87. Enfin, en divisant ce dernier nombre par 550, on trouve que la quantité de travail renfermé dans une livre de vapeur passant à l'échappement est de 28,85 chevaux.

Dans le cas d'avance de $\frac{20}{21}$ de course, le travail renfermé par la vapeur qui passe dans les lumières est égal à celui de la détente, moins la différence entre les quantités 56,50 et 103,30 (n. 179 et table P : il est donc 69,15 — 16,80, ou 52,63 chevaux. Dans ce même cas, la force vive de la vapeur qui passe à l'échappement est égale à 28,50 divisé par 1,7255 (n. 181), et, en divisant ce nombre par 550, on a 25,88 pour le travail renfermé dans une livre de vapeur qui passe à l'échappement.

185. Dans le calcul de la quantité de travail correspondant au passage de l'air dans la cheminée, nous avons supposé une vitesse uniforme, et nous avons dû ainsi obtenir une quantité minimum que sera dépassée, puisque, la vitesse étant irrégulière ainsi bien que le jet de vapeur, la somme des forces vives sera, d'après le principe que nous avons établi, augmentée

d'une certaine quantité. Le cas où le tirage exigerait le moins de travail serait donc celui où la vitesse de sortie serait régulière.

Pour connaître quelles seraient, dans ce cas, la vitesse et la force vive, on remplacera dans la formule (42) $\varphi+\varphi'$ par 1,7255, et on fera ε égal à 1. On supposera $\tau=291,1$, et on en déduira que $(1+a\tau)$ est égal à 1,398. On trouve ainsi que la pression P est de 3,43, et, en y ajoutant 14,7, on a 18,13 pour la pression absolue. La valeur de q' correspondante est 0,0441 et celle de τ est bien 191,1, comme on l'a supposé. En déterminant la vitesse V au moyen de (40), et de cette dernière valeur de q', on trouve qu'elle est 849,4 pieds. La force vive déterminée au moyen de cette vitesse et du poids 1,7255 est de 19333. Divisant ce nombre par 1,7255 et par 550, on trouve que le travail renfermé dans une livre de vapeur passant à l'échappement est de 20,37 chevaux.

Le travail résistant causé par l'absorption de l'air est alors, comme nous l'avons vu (n. 172), de 4,73 chevaux pour une livre de vapeur. Ce travail allant en croissant avec l'irrégularité de vitesse, on aura celui qui correspond à la nouvelle disposition, en le multipliant par le rapport de 25,88 à 20,37, ce qui donne 6,00. Pour avoir celui qui correspond au cas de marche sans avance, on multipliera 4,73 par le rapport de 28,80 à 20,37, et il devient 6,68.

Le rapport du nombre 4,73 à celui 20,37, qui est compris entre $\frac{1}{4}$ et $\frac{1}{5}$, indique le coefficient d'effet utile de la vapeur qui passe à l'échappement.

184. En résumé, nous avons fait voir, par ce qui précède, que le tirage ou le poids d'air aspiré était uniquement dépendant du poids de vapeur dépensé et de la section du tuyau d'échappement; c'est-à-dire qu'il reste le même, quelles que soient les irrégularités de vitesses de la vapeur. Nous avons montré, de plus, que le cas le plus avantageux était celui où ces vitesses étaient régulières, parce qu'alors on n'est pas obligé de laisser à la vapeur une si grande force vive pour produire le tirage.

[illegible] d'ailleurs cette dernière force vive, il y aura, entre elle et celle qui [illegible] à l'expansion, une différence dont il [illegible] le plus grand parti possible pour augmenter, au moyen de la disposition que nous avons indiquée, le travail moteur de la machine, ou l'effet utile d'une livre de vapeur dépensée. On ne pourra jamais tirer parti de toute cette différence, parce qu'il y en a une portion qui est absorbée par le passage dans les lumières et le tuyau d'échappement. Cette dernière quantité devra donc aussi être réduite autant que possible. C'est à quoi l'on arrivera en augmentant la section des lumières, et en donnant au tube d'échappement une section à peu près égale à celle de l'orifice : car on a vu [illegible] étranglement des lumières et un grand renflement [illegible] sont des circonstances qui augmentent la [illegible], par rapport à celle que doit avoir la vapeur à l'échappement.

[illegible]. *Disposition pour augmenter l'effet utile de la vapeur qui sort à l'échappement.* — Nous avons encore cherché un moyen de rendre plus facile et plus complète la communication de [illegible] de la vapeur à l'air de la cheminée, c'est-à-dire d'augmenter le coefficient [illegible] à [illegible], qui représente l'effet utile de la force vive, ce qui permettrait de réduire celle-ci sans rien changer au tirage. C'est à quoi nous pensons qu'on peut arriver au moyen de la disposition suivante.

Les recherches qui ont eu lieu jusqu'à présent au sujet du tirage ont eu principalement pour but de remplacer l'action de la vapeur par celle d'un appareil mis en mouvement par la machine. En supposant qu'on trouve une disposition qui fonctionne bien, on n'arriverait ainsi qu'à supprimer la résistance du tuyau d'échappement, et non celle des lumières, qui est la plus importante. La vapeur sortant de celles-ci aurait une force vive qui serait perdue, et qui, pour être employée au tirage sans nuire au mouvement de la machine, ne demande pourtant qu'une organisation convenable de la distribution et

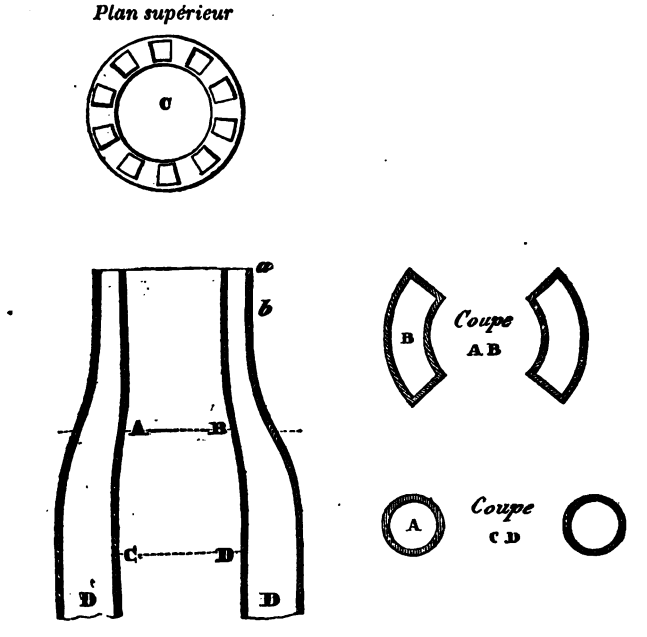
du tube d'échappement. Puisque la disposition que nous avons décrite nous permet d'arriver non seulement à la suppression des résistances de sortie, mais encore à une économie sur la force vive qui en résulte, il n'y a plus qu'à tirer le meilleur parti possible des vitesses qui restent à la vapeur.

Ces vitesses se communiqueront d'autant plus facilement à l'air que le mélange des molécules sera plus immédiat, et on arrivera à le rendre tel en faisant occuper au jet de vapeur une grande surface dans la cheminée, sans cependant laisser de parties inoccupées par lesquelles l'air puisse avoir accès du dehors au dedans. La disposition qui nous paraît conduire le plus facilement à ce résultat consiste à donner à l'orifice une forme annulaire semblable à celle du bec de lampe inventé par Argant. La diffusion des molécules aura d'abord lieu sur une plus grande étendue, et, en outre, l'action qu'elles exercent sur l'air environnant sera beaucoup plus développée, car le contact aura lieu aussi bien à l'extérieur qu'à l'intérieur de la colonne. On pourra, en conséquence de cette disposition, doubler au moins la section de la cheminée, et faire que toutes ses parties soient occupées par le tirage. Celui-ci sera alors augmenté si les vitesses restent les mêmes, et, si elles diminuent, le travail résistant sera moindre.

On pourra donner 6 pouces de diamètre intérieur au trou qui est au centre de l'anneau, et, en donnant alors un demi-pouce de largeur à l'orifice annulaire, la section d'écoulement, eu égard à l'augmentation du coefficient de contraction, serait à peu près la même que celle d'un tube de 3 pouces de diamètre. Mais on pourra intercepter cet anneau par des diaphragmes qui, en divisant le jet, augmenteront encore les surfaces de contact, et donner ainsi de trois quarts de pouce à un pouce de largeur à l'orifice. La partie droite *ab* devra avoir de 1 pied à 18 pouces de hauteur, afin que la vapeur qui sort de chaque tube avec des vitesses différentes puisse se répartir également à l'orifice.

Le raccordement de la portion supérieure du tube avec les deux tuyaux aura lieu en élargissant et aplatissant ces der-

niers de manière à les faire passer de la section A à celle B, puis à celle C.



Les tubes D et D' se trouvant, dans cette disposition, plus écartés l'un de l'autre que dans celle indiquée pl. IV, on serait obligé de les détourner pour que les coudes E, E', pussent avoir une courbure suffisante. Au lieu d'avoir recours à ce moyen, on pourrait diriger les deux tubes de manière à ce qu'ils rencontrassent le tuyau d'échappement, suivant un plan qui, passant par leurs axes à l'endroit du raccordement, serait parallèle au lieu d'être perpendiculaire à l'axe des cylindres.

Si on parvient, au moyen de cette disposition, à augmenter le tirage produit par un poids donné de vapeur, on accé-

lérera la mise en train de la machine, et, par là, la vitesse moyenne de marche entre deux stations : car alors on pourra porter facilement la pression à son maximum toutes les fois qu'il faudra acquérir de la vitesse, et nous avons vu (n° 147) que c'est par là seulement qu'on peut vaincre en peu de temps l'inertie.

NOTE SUR LA MARCHE DES TIROIRS.

Nous avons à exposer dans cette note quelques considérations 1° sur la manière dont s'appliquent les formules de la marche des tiroirs aux machines à vapeur fonctionnant à des vitesses et à des pressions moindres que les machines locomotives ; 2° sur les avantages que présentent de très grandes largeurs de bride lorsque la pression est telle, qu'on n'a pas à craindre un trop grand refoulement de vapeur ; 3° à voir ce qui résulte des découvrements négatifs que nous n'avions pas admis jusqu'à présent.

En décrivant la marche des tiroirs, nous avons supposé que la vapeur arrivait dans les lumières par la boîte des tiroirs en les pressant ainsi extérieurement, et que la vapeur se rendait dans l'atmosphère ou au condenseur en passant dans l'intérieur de la coquille. Dans la plupart des machines à basse pression, cependant, cette marche est inverse. La vapeur, venant de la chaudière, arrive directement sous la coquille des tiroirs, et va au condenseur en prenant sa direction entre la bride des tiroirs et l'extrémité du cylindre la plus rapprochée de la lumière qu'on considère. Dans ce cas, la pression de la vapeur n'agit plus pour faire joindre les tiroirs sur leur plan de glissement, mais au contraire pour les en séparer, et l'on est obligé de les tenir rapprochés au moyen de vis de pression ou de ressorts.

Toutes les formules que nous avons établies sur la première marche que nous avons considérée seront encore applicables à celle que nous venons d'indiquer. Cependant, pour pouvoir suivre cette dernière marche avec plus de facilité, il sera bon d'avoir recours à une figure analogue à celle de la pl. II, et c'est ce que nous avons indiqué dans la pl. VII, figure 1. Tous les calculs que nous avons faits précédemment sur le mouvement des tiroirs peuvent être indifféremment suivis en ayant sous les yeux une de ces deux planches.

Dans une série d'exemples particuliers que nous donnerons plus loin, et dans lesquels nous combinerons de plusieurs manières différentes les éléments du problème, nous verrons quel est l'avantage que l'on peut tirer de très grandes largeurs de bride pour permettre à la vapeur d'agir par détente pendant une certaine portion de la course. Mais comme nous aurons dans ces exemples des comparaisons à établir sur la nature des découvrements, nous allons de suite examiner le cas où ces découvrements, au lieu d'être positifs comme nous l'avons supposé jusqu'à présent, deviennent au contraire négatifs.

Pour faire voir comment on peut arriver à de tels découvrements par la nature même de l'énoncé, supposons que dans une machine à vapeur les différentes parties de la distribution aient les proportions suivantes :

Largeur des lumières. . . . . $\frac{57}{12}$ de pouce.

Largeur des brides. . . . . $\frac{85}{12}$ *id.*

Course du tiroir. . . . . $\frac{119}{12}$ *id.*

En se rappelant que la course du tiroir est égale à la largeur de la bride, plus celle de la lumière, plus les deux découvrements, on voit de suite qu'en donnant à ces dernières des valeurs positives, la marche avec les nombres indiqués ci-dessus n'est pas possible : car la somme des deux largeurs, celle de la bride et celle de la lumière, est déjà de $\frac{142}{12}$ de pouce,

nombre plus grand que celui 119 qui représente la course. Pour que l'arrangement de la distribution soit possible avec les dimensions indiquées, il faut donc que la somme des deux découvrements représente une valeur négative égale à 142—119 ou à 23. Il faut de plus, ainsi que nous le démontrerons de nouveau plus loin, que la différence des avances soit égale à celle des découvrements, et ces avances devront être déterminées par des considérations basées sur la pression de la vapeur, la vitesse du piston et la dimension des lumières. Nous les supposerons ici égales l'une à 5 et l'autre à 10 douzièmes de pouce, et, en appelant toujours d et D les deux découvrements, on aura

$$-d-\mathrm{D} = 23 \text{ et } -\mathrm{D}+d = 5$$

d'où l'on tire $\mathrm{D} = 9$ et $d = 14$.

Ici le chiffre qui représente le grand découvrement est inférieur à celui par lequel est représenté le petit, ce qui s'explique en remarquant que plus un chiffre est petit négativement, plus, si on peut s'exprimer ainsi, il est grand positivement, c'est-à-dire qu'en supposant à ces deux chiffres des accroissements positifs égaux, le plus petit des deux sera plus tôt positif, et par là plus grand que le second.

Nous avons représenté ce cas de marche par une épure pl. VII, fig. 2, et nous avons supposé ici que la vapeur arrivait par les côtés intérieurs des lumières, c'est-à-dire d'une manière inverse de celle qui a lieu dans la machine locomotive. Dans cette épure, zs représente la position du tiroir lorsque le piston est arrivé à la fin de sa course, et le point r se trouve être l'extrémité de la course du tiroir située, comme on le voit, dans l'intérieur, et non au dehors des lumières, comme cela avait lieu dans la fig. 1. Dans ces deux figures cependant tr est toujours égal à d; seulement, dans la première, d est positif, et dans la seconde il est négatif. pb étant pris égal à D, on portera sz de p en u, et le point u sera l'autre extrémité de la course du tiroir. sb représente l'avance du côté de l'entrée de vapeur. Pour avoir celle du côté de la sortie, il faut chercher où se trouve le tiroir lorsque le piston a

parcouru une course entière à partir du déplacement du point s. On remarquera pour cela que, la manivelle d'excentrique décrivant une demi-circonférence, le point s doit parcourir pendant ce temps un chemin égal à deux fois ar. On aura donc la position m du point s, après le parcours de cette demi-circonférence, en prenant am égal à as, car $sm+2\,sr=2\,ar$. Dans cet instant, le tiroir occupe la position ml, et la ligne tl représente l'avance cherchée.

La différence entre la position occupée par les points r et p dans les deux figures 1 et 2 exige que nous reprenions la démonstration des formules qui servent à calculer la marche des tiroirs, et c'est ce que nous allons faire en commençant d'abord par la détermination de la course d'après les autres données de la question.

Pour cela, on tracera l'autre tiroir, et on aura sa position lorsque le piston est à la fin de la course, en prenant ic égal à l'avance de sortie, et portant if égal à la largeur de la bride. Lorsque le point s vient en r, le point i vient en g, et l'on a ainsi par construction $sr=gi$.

D'un autre côté, on remarquera que

$$sr=tb-sb-tr=h-a+d;$$

et l'on a aussi

$$gi=ec-ic-eg=h-\mathrm{A}+\mathrm{D},$$

car il faut supposer que tr est égal à $-d$ et eg à $-\mathrm{D}$.

Egalant sr à gi, on trouve

$$\mathrm{A}-a=\mathrm{D}-d.$$

Ainsi la différence des avances est toujours égale à celle des découvrements.

Cherchons maintenant à quoi est égal l'angle x de l'avance.

ar étant égal au rayon de l'excentrique, on aura pour le sinus de cet angle

$$ar\sin x=as;$$

d'où

$$\sin x=\frac{as}{ar}=\frac{2as}{\mathrm{C}}.$$

Voyons par quoi as peut être remplacé.

On a pour cela

$$as = pu - au - ps = l - \frac{C}{2} - ps.$$

D'un autre côté

$$ps = -D - a.$$

On a donc

$$as = l - \frac{C}{2} + D + a.$$

Introduisant cette valeur dans celle de sin x, on trouve

$$\text{Sin } x = \frac{2(a+D+l)}{C} - 1.$$

Il faudra seulement remarquer, en calculant cette formule, qui est identique avec celle (4), que D doit être soustrait du numérateur de la fraction au lieu d'y être ajouté : car, en écrivant la valeur de ps, on a supposé à D une valeur négative. Ainsi, pour calculer l'angle de l'avance au moyen de la formule (4), il suffit de savoir si le tiroir dépasse le bord de l'ouverture ou reste en dedans de la lumière à la fin de sa course, et alors ajouter dans le premier cas et soustraire dans le second la valeur de D du numérateur de la fraction.

D'après ce qu'on vient de voir, il serait facile d'admettre que les formules donnant les distances du piston à l'extrémité de la course seront les mêmes que celles déjà trouvées, et donneront, en les calculant, des résultats exacts, moyennant qu'on y tiendra compte des valeurs des découvrements, soit qu'elles se trouvent toutes deux positives ou toutes deux négatives, ou l'une positive et l'autre négative. Cependant, comme il est bon de faire voir qu'on peut arriver à construire ces formules sans avoir recours à la table A, et qu'il n'est pas non plus nécessaire de tenir compte des cas exceptionnels, nous allons revenir brièvement sur les démonstrations que nous avons déjà données.

1° *Distance du piston à l'extrémité de la course lorsque*

la vapeur commence à entrer dans le cylindre. Pour connaître cette distance, il faut déterminer l'angle β que la manivelle du piston fait avec l'horizontale dans l'instant considéré. Remarquons par cela que, cette manivelle étant horizontale lorsque le tiroir est en zs, elle en aura dévié d'une certaine quantité lorsque le point s tombera en b, et cette quantité sera mesurée par la différence de l'angle de l'avance avec celui que fait la manivelle d'excentrique avec la verticale, lorsque le point s tombe en b. Si le point b pouvait tomber à droite de a, ce serait la somme et non la différence de ces deux angles qu'il faudrait prendre; mais cela ne pourra jamais avoir lieu, ainsi que nous l'avons démontré (n° 23).

L'angle de l'avance étant déjà connu, il ne reste donc plus qu'à calculer l'angle de la manivelle d'excentrique α' correspondant à l'instant où le point s tombe en b, c'est-à-dire à celui où la vapeur commence à entrer dans le cylindre.

On a pour cela

$$\sin \alpha' = \frac{2ab}{C}.$$

Or ab peut être représenté par

$$ab = pu - au - pb = l - \frac{C}{2} + D.$$

et en remplaçant ab par sa valeur dans $\sin \alpha'$, on trouve

$$\sin \alpha' = \frac{2(l+D)}{C} - 1$$

Il faut seulement remarquer qu'ayant changé le signe de pb en le remplaçant par D, cela indique qu'on suppose à cette quantité une valeur arithmétique négative, et qu'ainsi il faudra la soustraire du numérateur au lieu de l'y ajouter.

Connaissant l'angle β au moyen de

$$\beta = x - \alpha',$$

On en déduira (n° 31) la distance Δ au moyen de l'équation

$$\Delta = \frac{1 - \cos \beta}{2},$$

qui est la même pour tous les cas suivants.

2° *Distance du piston à l'extrémité de la course lorsque la vapeur commence à aller à l'échappement.* A cet instant, le point i du tiroir se trouve en c, et nous appellerons α' l'angle que la manivelle d'excentrique fait alors avec la verticale.

Dans le cas que représente la figure, l'angle de la manivelle du piston avec l'horizontale sera encore donné par

$$\beta = x' - \alpha'';$$

mais si le point c tombait à droite de a, il est évident qu'on aurait alors

$$\beta = x + \alpha''.$$

Voyons d'abord quelle est la valeur de α'' dans le cas que représente la figure. On aura pour cela

$$\sin\alpha'' = \frac{2cd}{C}.$$

Or $$cd = hy - dy - hc = l - \frac{C}{2} + d,$$

et en substituant il vient

$$\sin\alpha'' = \frac{2(l+d)}{C} - 1.$$

Ici encore on se rappellera que la valeur numérique de d doit être retranchée, et non ajoutée, comme l'indique le signe dont elle est affectée.

Supposons maintenant que c tombe à droite du point d, on aura, dans ce cas :

$$hy = ch + dy - cd,$$

d'où $$cd = ch + dy - hy = -d + \frac{C}{2} - l.$$

Remplaçant cd par cette valeur dans celle de $\sin\alpha''$, on trouve

$$\sin\alpha'' = 1 - \frac{2(l+d)}{C}.$$

Dans ce cas-ci, $\frac{(2l+d)}{C}$ est donc plus petit que 1 ; et en effet, quand le point c tombera à droite de d, c'est que l'on aura

$$dy > hy - hc \text{ ou } \frac{C}{2} > l + d;$$

ou, ce qui est la même chose,

$$C > 2(l + d).$$

Il est évident aussi que le contraire doit avoir lieu quand le point c tombe à gauche de d.

Ainsi, pour connaître β, on aura dans un cas

$$\beta = x - \alpha'' \text{ et } \sin \alpha'' = \frac{2(l+d)}{C} - 1;$$

et dans l'autre

$$\beta = x + \alpha'' \text{ et } \sin \alpha'' = 1 - \frac{2(l+d)}{C}.$$

Néanmoins, on peut n'avoir égard qu'à une seule de ces deux notations : car, supposons que l'on ait $\frac{2(l+d)}{C} > 1$, et qu'on introduise sa valeur dans la seconde ligne d'équation, on trouvera pour sin α'' une valeur négative numériquement égale à celle positive qu'on aurait obtenue en l'introduisant dans la première, et cela indique qu'il faut retrancher α'' de x, au lieu de l'y ajouter, pour avoir la valeur de β.

On voit par là qu'il n'est pas nécessaire, comme nous l'avions fait, de distinguer dans les formules le cas où c tombe à droite ou à gauche de l'axe du mouvement des tiroirs.

3° *Distance du piston à l'extrémité de la course lorsque la vapeur cesse d'entrer dans le cylindre.*

Le point f se trouvant alors en e, on portera fi de i en H, et le sinus de l'angle de l'excentrique avec la verticale sera alors $\frac{2Hd}{C}$.

Il faut maintenant démontrer que Hd est égal à ab, et qu'ainsi cet angle est égal à α'. On remarquera pour cela que $Hd = Hi - di = ef - di = l + A - h - di$, et que l'on a :

$$di = hy - dy - hi = l - \frac{C}{2} - hc + A$$

$$= l - \frac{C}{2} + d + A$$

Substituant cette valeur de di dans celle de Hd, on trouve

$$Hd = \frac{C}{2} - d - h.$$

D'un autre côté,

$$ab = ar + tr - bt = \frac{C}{2} - d - h.$$

Il ne nous reste plus qu'à faire voir que le point H devra toujours tomber à droite du point d, et qu'ainsi on aura toujours

$$\beta = x + x'.$$

On remarquera d'abord que cela ne pourrait manquer d'avoir lieu si le point c tombait à droite de d: car, la bride étant supposée plus large que la lumière, le point H ne pourra que se trouver à droite de c. Il ne nous reste donc qu'à considérer le cas où c se trouve situé à gauche.

Dans ce cas-ci, H étant aussi supposé à gauche du point d, on aura

$$l < ed \text{ ou } l < \frac{C}{2} - D.$$

Remplaçant C par la valeur $l + h + D + d$, cette inégalité devient

$$l - d < h - D.$$

Comme d et D sont négatifs, ils doivent être ajoutés au lieu d'être retranchés, et comme on a supposé $h < l$, il s'ensuit que D devrait être numériquement plus grand que d d'une quantité égale d'abord à la différence entre h et l, plus encore d'une certaine valeur qui satisfasse à l'inégalité. Or cela supposerait que l'avance à l'échappement est plus petite que celle du côté de l'entrée de vapeur, et c'est ce qu'on ne doit pas admettre. On voit donc que H tombera toujours par rapport à l'axe du mouvement des tiroirs, comme cela est indiqué dans la figure.

4° *Distance du piston à l'extrémité de la course lorsque la vapeur cesse d'aller à l'échappement.* Dans cet instant,

le point z tombera en t, et le point s en N. Le point N étant, dans le cas de la figure 2, à droite de l'axe du mouvement du tiroir, l'angle β de la manivelle avec l'horizontale sera égal à x, plus l'angle dont le sinus est $\frac{2aN}{C}$.

Démontrons maintenant que aN est égal à cd, et que, par conséquent, ce dernier angle est égal à α''. On aura pour cela

$$aN = NS - as = tz - as.$$

Or

$$tz = l + a - h,$$

et as peut, comme nous l'avons vu, être remplacé par

$$l - \frac{C}{2} + D + a.$$

Introduisant ces deux valeurs dans celle de aN, il vient

$$aN = \frac{C}{2} - h - D.$$

Cette expression est aussi celle de cd, ainsi qu'on le voit à l'inspection seule de la figure.

Lorsque le point N tombera à gauche de a, on changera, comme nous l'avons fait ci-dessus, les signes des deux termes qui indiquent la valeur de $\sin \alpha''$, et on aura aussi $\beta = x - \alpha''$ au lieu de $\beta = x + \alpha''$.

On pourra encore ici, comme nous l'avons dit plus haut, ne tenir compte que de l'une de ces deux expressions, jointe à celle de α'' qui y correspond, sans s'inquiéter de la position du point N, et alors on trouvera pour α'' des valeurs qui pourront être positives ou négatives, ce qui ramènera toujours au calcul exact de la valeur de β.

En résumé, on voit que les trois angles x, α' et α'', qui servent à trouver les différentes distances du piston à l'extrémité de la course, peuvent toujours être calculés au moyen des trois formules indiquées en tête des colonnes où se trouvent ces angles dans le tableau X, et cela, quelles que soient les proportions des parties de la distribution. Il faudra seulement remarquer que, quand le tiroir, au lieu de découvrir les bords des lumières, reste en dedans, à l'extrémité de sa course, les

signes de d et D doivent changer, et il faudra aussi avoir soin d'introduire α' et α'' dans la valeur de β, avec le signe qui résulte de l'application numérique faite à la formule.

Nous avons indiqué dans le tableau suivant quelques nouveaux exemples de l'application de ces formules, afin de donner une idée des effets qui résultent des différentes proportions qu'on peut donner aux tiroirs de distribution.

Distances du piston à l'extrémité de la course aux quatre points remarquables d'entrée et de sortie, pour différentes natures de distribution.

Numéros d'ordre.	Grand découvrement. D	Petit découvrement. d	Largeur des lumières. h	Largeur des brides. l	Course du tiroir. C	Avance du côté de l'entrée de vapeur. a	Avance du côté de l'échappement. A	Distance du piston à l'extrémité de la course $\Delta = \frac{1-\cos\beta}{2}$ lorsque la vapeur commence à entrer dans le cylindre. $\beta = x - x'$		commence à aller à l'échappement. $\beta = x + \alpha''$		cesse d'entrer dans le cylindre. $\beta = x + \alpha'$		cesse d'aller à l'échappement. $\beta = x - \alpha''$		$\sin x = \frac{2(a+D+l)}{C} - 1$	$\sin x' = \frac{2(D+l)}{C} - 1$	$\sin x'' = 1 - \frac{2(d+l)}{C}$	Action par détente en fraction de la course réelle.	Action par détente en fraction de la course réduite.
								β	Δ	β	Δ	β	Δ	β	Δ					
1	—9	—14	57	85	119	5	10	5° 5′	0,0020	10° 2′	0,0076	37° 17	0,1021	32° 20′	0,0775	21° 11′	16° 6′	11° 9′	0,0945	0,0952
2	—6 1/2	—16 1/2	57	85	119	5	15	5 9	0,0020	15 5	0,0172	42 25	0,1309	32 29	0,0782	2 47	16 38	8 42	0,1137	0,1157
3	0	0	45 1/2	73 1/2	119	5	5	5 0	0,0019	5 0	0,0019	32 14	0,0770	32 14	0,0770	18 37	13 37	13 37	0,0751	0,0752
4	5	0	45 1/2	68 1/2	119	5	10	5 0	0,0019	9 55	0,0075	32 14	0,0770	27 19	0,0558	18 37	13 37	8 42	0,0695	0,0700
5	10	0	45 1 2	63 1 2	119	5	15	5 0	0,0019	14 46	0,0165	32 14	0,0770	22 28	0,0379	18 37	13 37	3 51	0,0695	0,0615
6	0	—10	50 1/2	78 1/2	119	5	15	5 9	0,0020	15 5	0,0172	42 25	0,1309	32 29	0,0782	23 47	13 38	3 42	0,1137	0,1157
7	0	0	45 1/2	73 1/2	119	15	15	15 33	0,0183	15 33	0,0183	42 47	0,1330	42 47	0,1330	29 10	13 37	13 37	0,1147	0,1169
8	0	—10	50 1/2	78 1/2	119	15	25	16 13	0,0199	26 9	0,0512	53 29	0,2025	43 33	0,1376	34 51	18 38	8 42	0,1518	0,1595
9	0	—10	48	76	114	5	15	5 26	0,0022	15 49	0,0189	44 22	0,1426	38 59	0,0854	24 54	13 28	0 5	0,1237	0,1261
10	5	- 10	48	76	119	5	20	5 15	0,0021	20 10	0,0307	47 37	0,1629	32 42	0,0792	26 26	21 11	8 16	0,1322	0,1364
11	10	—10	48	76	124	5	25	5 7	0,0020	24 11	0,0439	50 39	0,1830	31 35	0,0741	27 53	22 48	3 42	0,1391	0,1455
12	15	—10	48	76	129	5	30	5 0	0,0019	27 55	0,0582	53 30	0,2026	30 35	0,0695	29 15	24 15	1 20	0,1444	0,1538
13	15	—10	48	81	134	5	30	4 51	0,0018	27 5	0,0548	56 9	0,2215	33 55	0,0851	30 30	25 30	3 26	0,1667	0,1764
14	15	—10	48	86	139	5	30	4 44	0,0017	26 19	0,0518	58 38	0,2397	37 3	0,1009	31 41	26 57	5 22	0,1879	0,1982
15	15	—10	48	91	144	5	30	4 37	0,0016	25 38	0,0492	60 59	0,2575	39 58	0,1168	32 48	28 14	7 10	0,2083	0,2191
16	15	—10	48	96	149	5	30	4 31	0,0015	24 58	0,0467	63 11	0,2744	42 44	0,1327	33 51	29 29	8 56	0,2227	0,2389
17	20	—10	48	101	159	5	35	4 20	0,0014	27 29	0,0564	67 16	0,3068	44 7	0,1410	35 48	34 28	8 19	0,2504	0,2654
18	0	0	43	86	129	5	5	4 47	0,0017	4 47	0,0017	43 43	0,1386	43 43	0,1386	24 15	19 28	19 28	0,1369	0,1371
19	0	—10	48	91	129	5	15	5 0	0,0019	14 35	0,0161	53 30	0,2026	43 53	0,1396	29 15	24 15	14 39	0,1865	0,1896
20	10	0	43	76	129	5	15	4 47	0,0017	13 59	0,0148	43 43	0,1386	34 31	0,0880	24 15	19 28	10 16	0,1238	0,1257

La première ligne de ce tableau indique le cas que nous avons déjà mentionné, et dans lequel on se donne la course, les largeurs de la bride et de la lumière, et les deux avances. Nous avons indiqué comment on déterminait les deux découvrements, qui sont ici tous deux négatifs, et égaux l'un à — 9 et l'autre à — 14. Pour connaître les distances du piston à l'extrémité de la course lorsque ont lieu les différentes entrées et sorties de vapeur, on commencera par calculer les trois angles x, α' et α'', au moyen des formules indiquées en tête des colonnes où sont renfermées leurs valeurs; on en déduira ensuite les différents angles β en faisant les sommes ou différences indiquées en tête des doubles colonnes, et en ayant soin de tenir compte du signe dont les angles α' et α'' peuvent être affectés. Les distances cherchées Δ seront déterminées au moyen de la formule indiquée en tête des quatre doubles colonnes, et l'on se rappellera que, dans ce calcul, on suppose toujours la course totale égale à 1.

L'avant-dernière colonne, qui donne la portion de course réelle pendant laquelle la vapeur a agi par détente, s'obtiendra en prenant la différence des distances auxquelles la vapeur cesse d'entrer dans le cylindre, et commence à aller à l'échappement. Cette différence est 0,0945, et l'on voit ainsi qu'il y aura eu détente pendant près de $\frac{1}{10}$ de la course.

L'avance A étant ici très faible, la vapeur ne commence à aller à l'échappement qu'aux 0,0076 de la course : c'est l'espace pendant lequel les pressions décroissantes de sortie doivent agir. Mais lorsqu'il s'agira d'une machine à basse pression, telles que sont la plupart des machines anglaises, où la pression dans le cylindre n'est pas sensiblement supérieure à celle de l'atmosphère, cet espace deviendra inutile et sera même nuisible ; car, pendant le temps que met le piston à le parcourir, il n'y a pas de travail moteur produit. La course se trouve donc ainsi réduite effectivement de toute la longueur de cet espace, et, au lieu d'avoir une course égale à 1, on n'a plus qu'une course égale à $1 - 0{,}0076 = 0{,}9924$. Pour avoir alors

l'action par détente rapportée à cette course réduite, il faut diviser 0,0945 par 0,9924, et c'est le nombre 0,0952, trouvé ainsi, qui se trouve indiqué dans la dernière colonne du tableau.

La partie de course assez grande pendant laquelle la vapeur agit par expansion, dans ce premier cas, est due à la largeur de la bride, qui est une fois et demie plus grande que celle de la lumière. Cette disposition cause un refoulement de vapeur, qui a lieu pendant les 0,0775 ou $\frac{1}{13}$ de la course totale; mais en supposant que l'on marche à basse pression, ce qu'il faut admettre du reste, d'après le peu d'étendue que l'on a donné à A, ce refoulement n'aura pas d'inconvénient, eu égard à la distance qu'on est pratiquement obligé de laisser entre le fond du cylindre et le piston arrivé à la fin de sa course. Pour une course de 5 à 6 pieds, cette différence devait être moyennement de 1 pouce à 1 pouce un quart, et on réserve une d'elles un peu plus forte que l'autre, selon le sens dans lequel l'usure des coussinets doit changer la position du piston. Ainsi, pour une course de 60 pouces, la vapeur cesserait d'aller à l'échappement à $\frac{60}{13}$, ou 4,6 pouces, avant la fin de la course. Le vide étant supposé fait à $\frac{1}{10}$ d'atmosphère, et le jeu étant supposé de 1 pouce, la pression finale serait donc égale à $\frac{1}{10} \times \frac{5,6}{1}$, ou à 0,56 d'atmosphère : car cette pression se trouve être augmentée dans le rapport de l'espace primitif, qui est 4,6 + 1, à l'espace final, qui est 1. En général, il n'y aura pas d'inconvénient à ce qu'il y ait refoulement toutes les fois que la pression finale qui en résulte ne sera pas supérieure à celle de marche pour laquelle la résistance du cylindre a été calculée : car dans la vapeur que l'on comprime ainsi se trouve accumulée une certaine quantité de travail moteur, qui est restituée à la course suivante. Dans ce cas, l'espace nuisible qui reste entre le fond du cylindre et le piston, et qu'on remplit en pure perte à chaque cylindrée, se trouve renfermer de la vapeur à la

pression de marche quand le tiroir d'entrée commence à s'ouvrir; en sorte que la perte, au lieu de venir de la vapeur dépensée inutilement, résulte ici du travail résistant que la compression a occasionné, et on pourrait démontrer que ces deux pertes sont équivalentes.

Parmi les dimensions assignées à la distribution, et qui sont indiquées dans les sept colonnes de D à A, celle qu'il est surtout embarrassant et coûteux de modifier est la course, car il faut pour cela changer ou l'excentrique, ou la place et la longueur des leviers. Nous admettrons donc d'abord, dans une première série d'exemples, que la course est constante, et nous ferons varier seulement les autres proportions. Sans changer autre chose que l'angle de calage de l'excentrique, on peut d'abord faire varier les avances : en portant par exemple celle A à 15, D et *d* se trouvent être alors — 6,5 et — 16,5. D'après ce nouvel arrangement, il se trouve que la vapeur agit par détente pendant une plus grande partie de la course. Cependant la largeur moyenne effective des lumières a été la même de part et d'autre : car, dans le premier cas, elle était égale à 57 diminué de la moyenne entre 9 et 14, ou à 45,5, et cette moyenne est encore la même dans le second cas. Mais ici la portion de course pendant laquelle il n'y a eu de travail moteur produit que celui des pressions décroissantes de sortie se trouve portée de 0,0076 à 0,0172, et, en admettant que l'on marche à basse pression et petite vitesse, il en résulte un inconvénient : car, outre l'accroissement de dimensions que cela conduit à donner à la machine, il faut remarquer que pendant ce temps les frottements continuent à être les mêmes, ce qui augmente la somme des résistances par rapport à une quantité donnée de puissance.

Quant au refoulement, il n'a pu varier, et n'a varié en effet que d'une quantité très faible.

En résumé, cet arrangement présente plutôt des avantages que des inconvénients, à cause de l'augmentation de travail par détente, surtout si on suppose que la machine marche un peu au dessus de la basse pression et à assez grande vitesse. Il

faut cependant remarquer qu'il y aurait inconvénient à faire trop différer l'un de l'autre les découvrements négatifs, surtout lorsque les lumières sont étroites : car ici, par exemple, il résulte de la nature des découvrements que la lumière sera alternativement ouverte de 57—6,5=50,5 et de 57—16,5=40,5, ce qui n'aurait pas lieu si les découvrements étaient nuls ou tous deux positifs. Pour une course, la lumière sera donc de un cinquième moins ouverte que pour l'autre. Si, pour diminuer autant que possible la course de l'excentrique, on avait donné aux lumières la plus petite largeur possible, on ne pourrait pas ainsi les réduire de nouveau, et cette différence entre les découvrements négatifs serait inadmissible. C'est cette dernière circonstance qui se présente le plus souvent dans les machines locomotives, auxquelles, par conséquent, il a été inutile d'appliquer les considérations qui nous occupent maintenant.

En conservant toujours au tiroir la même course, nous avons encore supposé dans la ligne 3 qu'on changeait la largeur des brides et celle des lumières, de manière à ce que leur somme soit égale à la course, et que la largeur des lumières soit égale à la moyenne des ouvertures effectives qui ont lieu dans la ligne 1. Cette largeur 45 $\frac{1}{2}$ se trouve en effet égale à $57-\frac{9+14}{2}$. Les découvrements étant ici nécessairement nuls, puisque les largeurs des brides et lumières représentent à elles seules la course, il faudra que les avances soient équivalentes entre elles, et nous les supposerons égales à 5. Dans ce cas-ci, on a l'avantage d'avoir pour chaque course de mêmes ouvertures de lumières. La portion de course sans travail moteur se trouve aussi réduite à 0,0019, et le refoulement à 0,0770; mais, d'un autre côté, le travail par détente se trouve réduit des 0,0952 aux 0,0752 de la course, ce qui diminue l'effet utile de la vapeur dépensée.

Dans les lignes 4 et 5, on a supposé que, pour arriver à des avances d'entrée et de sortie différentes l'une de l'autre, on adoptait des découvrements différents, mais positifs. Pour ne

pas changer la course et conserver aux lumières leur même ouverture, il a fallu alors réduire la largeur des brides, et il en résulte que le temps de l'action par détente va en diminuant à mesure qu'on augmente l'avance A.

La ligne 6 sert à indiquer que dans celle 2 on aurait pu avoir des largeurs de bride et de lumières plus faibles, et cependant avoir identiquement les mêmes résultats, puisque tous les chiffres, à partir de la 5e colonne, sont les mêmes dans ces deux lignes. Cela était du reste facile à prévoir : car, ayant réduit l' de la même quantité dont ont été augmentés D et d', les angles x, α' et α'', et par suite toutes les distances que ces angles servent à calculer, ont dû être les mêmes de part et d'autre.

Dans les lignes 7 et 8, on a cherché à arriver à une plus grande action par détente en augmentant les deux avances. L'effet de l'augmentation de la petite avance est, comme on le voit, de porter de 0,0752 à 0,1169 dans un cas, et de 0,1157 à 0,1595 dans l'autre, la portion de course où la vapeur agit par détente. Mais, d'un autre côté, cette même augmentation a créé une perte résultant de la contre-vapeur qui se trouve ici agir pendant les 0,0183 de la course dans un cas, et les 0,0199 dans l'autre. Cependant cet inconvénient ne peut encore être assimilé qu'à celui que nous avons déjà fait remarquer au sujet de la marche du piston sans travail moteur produit et du refoulement : car le piston, refoulant de la vapeur dans la chaudière pendant $\frac{1}{20}$ de la course, par exemple, doit y faire augmenter la pression de la même manière que si on y faisait arriver un volume de vapeur égal au $\frac{1}{20}$ de celui du cylindre et le travail moteur dont est susceptible cette vapeur est précisément égal, sauf les frottements de la machine, à la résistance qu'éprouve le piston pendant le refoulement; en sorte qu'il n'y a pas théoriquement de perte.

Dans la seconde série d'exemples, où il faut aussi comprendre la ligne 1, en y remplaçant les valeurs D, d, h et l,

vercle du cylindre. Dans les machines locomotives, où les soupapes de sûreté seraient d'une application gênante, et où l'usure des coussinets a lieu tellement vite, qu'on entend souvent le piston toucher au fond du cylindre, ce qui avertit qu'il faut changer les garnitures; dans ces machines, disons-nous, des recouvrements aussi considérables que ceux indiqués dans le tableau X pouvaient entraîner de graves accidents.

La ligne 17 nous paraît indiquer les dimensions limites auxquelles on doit s'arrêter dans l'augmentation de A et de *l* pour arriver à un accroissement de détente dans les machines à condensation. Plus loin le refoulement devient tout à fait nuisible, car le vide peut bien ne pas toujours être aussi complet qu'on l'a supposé. On remarquera de plus que la portion de course parcourue par le piston sans effet utile à cause de l'étendue de A est ici de 0,0564 ou près de $\frac{1}{18}$ de la course, ce qui force à augmenter la manivelle, le cylindre et le balancier de $\frac{1}{18}$.

Dans les trois derniers exemples, on a pris la course 129, ligne 12, comme constante, et on a fait varier les découvrements et les avances. On voit par la ligne 19 qu'il y a plus d'avantage, sous le rapport de la détente, à se servir de la course dont on peut disposer pour augmenter la largeur des brides que l'avance A, à moins cependant qu'on n'ait une machine marchant à grande vitesse. En effet, dans la ligne 19, la détente a lieu pendant les 0,1896 de la course, tandis que dans celle 12 elle n'a lieu que pendant les 0,1533, et il n'a fallu pour arriver à ce résultat que changer la largeur de la bride, l'angle de l'avance restant d'ailleurs le même. Mais d'un autre côté le refoulement a augmenté, ce qui serait un inconvénient dans une machine sans condensation ou sans soupapes de sûreté appliquées au cylindre

La comparaison de ces trois lignes entre elles indique encore l'avantage du découvrement négatif. En effet, dans l'une et l'autre, la moyenne des ouvertures de sortie est la même,

quoique les actions par détente soient fort différentes. Cependant cet avantage des découvrements négatifs ne peut encore être obtenu que dans certaines circonstances, c'est-à-dire quand les lumières de la machine sont assez grandes pour qu'on puisse sans inconvénient avoir des ouvertures alternatives irrégulières.

De tout ce que nous venons de dire il est donc impossible de tirer pour conclusion qu'une des distributions indiquées est préférable aux autres : car chacune d'elles peut être plus avantageusement applicable que les autres, selon les circonstances de pression, vitesse de marche, dimensions de machine, etc., qui pourront se rencontrer. Ce n'est que par l'examen attentif de chaque cas particulier que la pratique peut offrir qu'on peut arriver à déterminer quelles sont les meilleures proportions à adopter, et notre but sera atteint si les formules générales que nous avons posées peuvent rendre plus faciles et plus directes ces recherches.

FIN.

TABLE.

Bases du calcul.

	Paragraphes.	Pages
Calcul du travail moteur par la pression et la vitesse	1 et 2	1
Calcul du travail moteur par le poids d'eau évaporée.	3	2
Comment s'établit la vitesse. . . .	4	4
Définition du travail résistant. . . .	5	5
De quelle nature sont les résistances dans la machine locomotive. . . .	6 à 12	7
Résistances dues à la sortie de vapeur. — Théorèmes géométriques.		
Mouvement des tiroirs sans recouvrement ni découvrement.	13 à 15	9
Position du piston correspondant à un angle donné de la manivelle . . .	16 et 17	11
Relations entre les positions du piston et du tiroir sans recouvrement ni découvrement.	18	13
Pourquoi la marche précédente n'est pas appliquée.	19	14
Mouvement des tiroirs avec recouvrement, découvrement et avances. .	20	15
Longueur de la course du tiroir . . .	21	16
La différence des avances est égale à celle des découvrements.	22	16
L'angle du calage doit être aigu pour qu'il y ait avance; lorsqu'il est droit, il y a nécessairement retard. . .	23	17

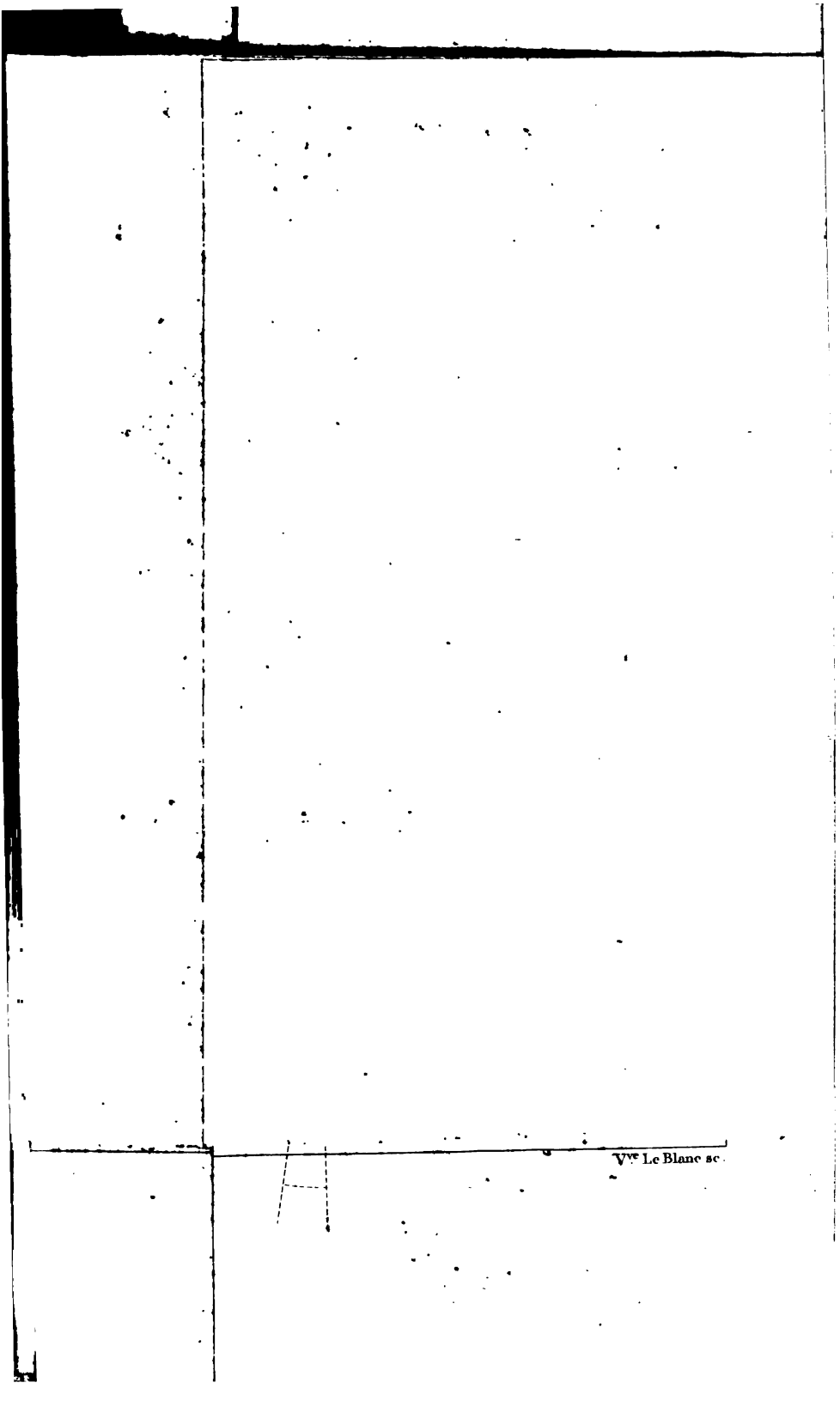
	Paragraphes.	Pages.
Détermination de l'angle de l'avance.	24	18
Longueur totale du tiroir.	25	20
Ouverture d'entrée pour un angle donné de l'excentrique avec la verticale.	26	20
Ouverture de sortie pour un angle donné de l'excentrique avec la verticale.	27	21
Déterminer par épure les ouvertures d'entrée et de sortie	28	22
Relation entre l'angle de la manivelle avec l'horizontale, et celui de l'excentrique avec la verticale. . . .	29	22
Mécanisme, marche en avant et en arrière.	30	25
Application numérique	31 et 32	26
Positions du piston correspondant à certaines positions remarquables du tiroir.	33 à 39	28
Influence des données variables sur les distances cherchées.	40	36
Formules générales pour la solution de toute question relative à la distribution	41	37
Conditions de règlement pour que les formules soient applicables. . . .	42	38
Projet de la distribution.	43	39
Montage de la distribution.	44	39
Connaître le résultat des variations à l'angle de calage.	45	40
Résistances dues à la sortie de vapeur. — Calculs hydrodynamiques.		
Loi générale de la formation des vapeurs.	46	41

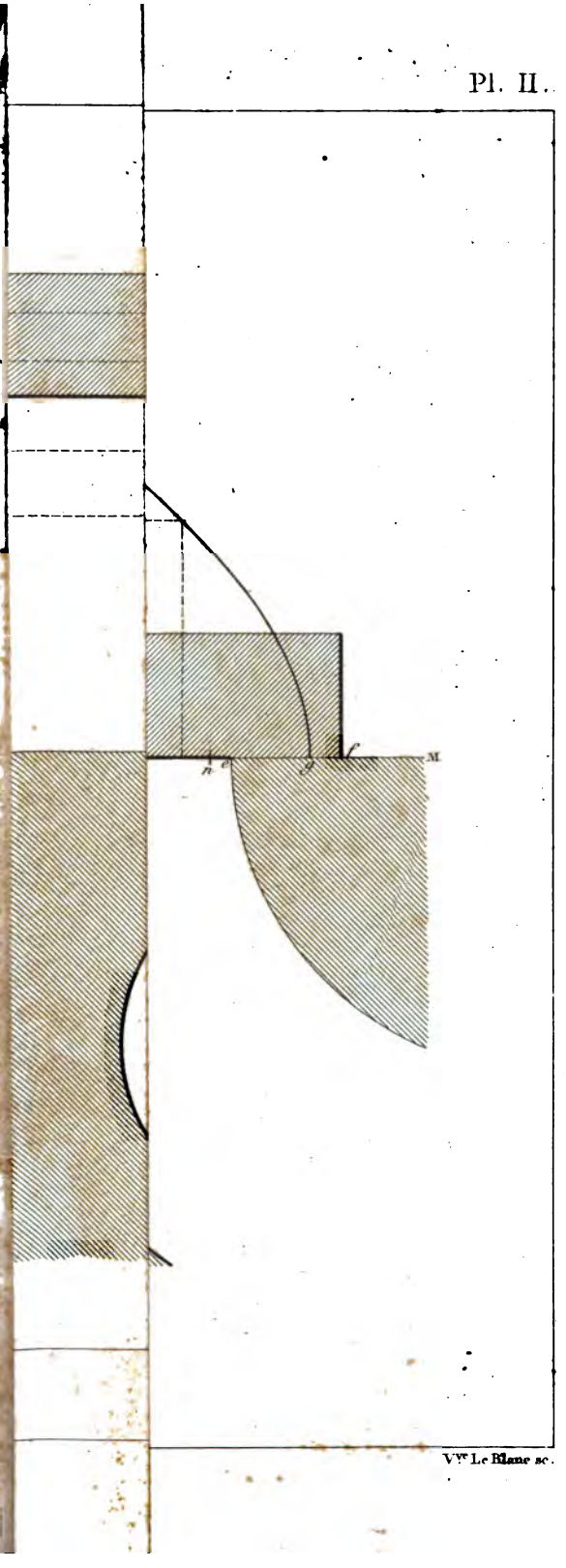
	Paragraphes.	Pages.
La température de la vapeur d'étendue sera toujours celle qui correspond dans la table à la pression instantanée.	47	44
Différences de pression correspondant à l'entrée de vapeur.	48	46
Poids d'un pied cube de vapeur à une pression quelconque.	49	48
Formule donnant la différence de pression entre deux vases communiquant.	50	49
Application numérique.	51	49
Valeurs successives de V	52	50
Valeurs de S.	53	53
Vitesse rapportée au temps du parcours de l'arc.	54	53
Résolution de l'équation	55	54
Le calcul précédent est inapplicable aux derniers arcs.	56	56
Décroissance des pressions correspondant à la sortie de vapeurs, sans tenir compte du tuyau d'échappement. .	57	59
Sans avance.	58	59
Avance.	59	60
Retard.	60	61
Distinction de deux espèces de pression.	61	61
Énoncé du problème	62	62
Comment on peut résoudre ce problème.	63	62
Équations des pressions initiales et finales pour un petit arc.	64 à 68	63
Application numérique au cas de l'avance de $\frac{4}{12}$ de pouce.	69 et 70	66
Application numérique au cas de la marche sans avance.	71 et 72	70
Décroissance des pressions correspon-		

	Paragraphes.	Pages.
dant à la sortie de vapeur, en tenant compte du tuyau d'échappement.	73 et 74	72
Équation des pressions initiales et finales pour un petit arc.	75 à 78	74
Discussion de l'équation des pressions.	79 et 80	78
Application numérique au cas de la marche sans avance.	81 à 84	84
Application numérique à l'avance de $\frac{4}{12}$ de pouce.	85	87
Comparaison sommaire des marches avec et sans avance.	86	88
Nouvelle disposition.		
Comment on a été conduit à sa recherche.	87	89
Description.	88	90
Avantages.	89 à 91	91
Calcul appliqué à la nouvelle disposition.	92 et 93	93
Calcul d'une locomotive détendant aux $\frac{3}{4}$ de la course.	94 et 95	97
Comparaison des quatre systèmes : sans avance ; avance ordinaire ; nouvelle disposition ; détente aux $\frac{3}{4}$ de la course.	96 à 99	99
Même comparaison faite par des surfaces.	100	103
Influence du tuyau d'échappement.	101	104
Supériorité de la nouvelle disposition.	102 et 103	104
Les machines ordinaires ne permettent pas de réaliser les avantages de la nouvelle disposition. — Avance de 25°.	104	106

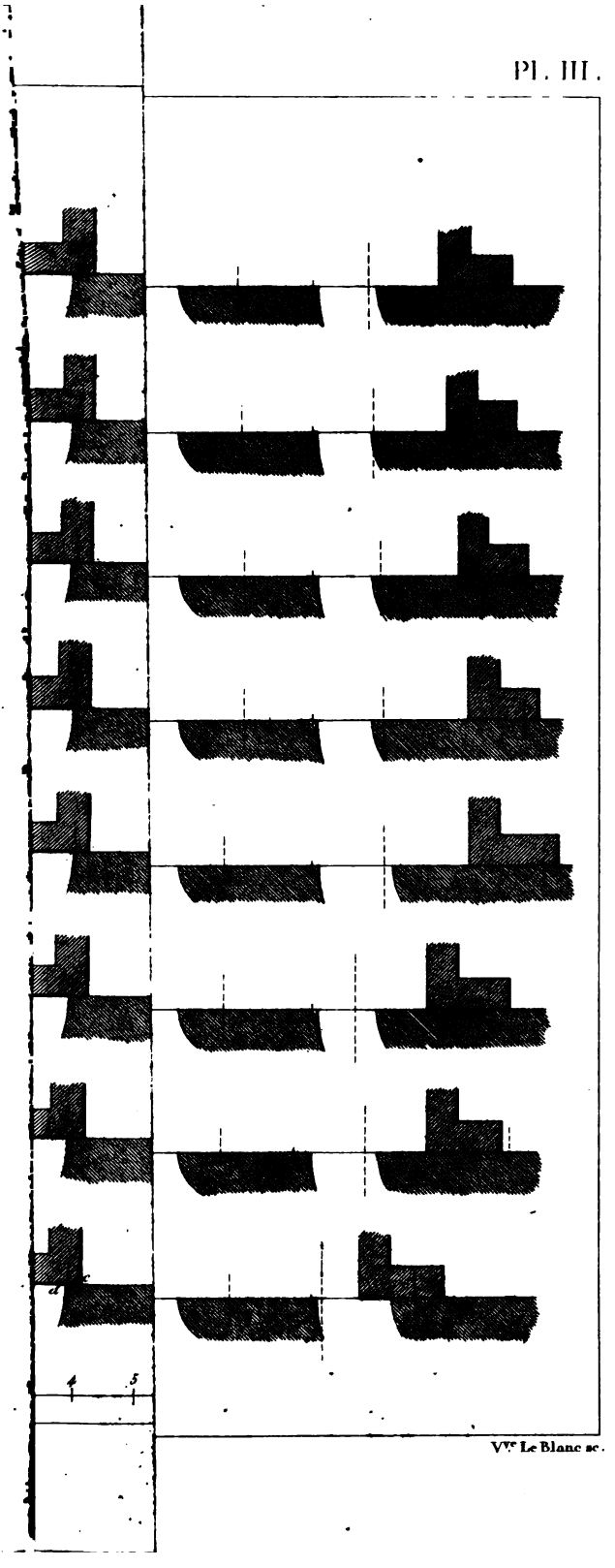
	Paragraphes.	Pages.
Objection relative à la mise en train.	105 à 152	125
Comment les résultats probables différeront de ceux obtenus par le calcul.	153	132
L'effet utile est augmenté par l'abaissement rapide des pressions motrices vers la fermeture d'entrée.	154	133
Influence de l'eau contenue dans la vapeur.	155 à 157	134
Comment on devra procéder à l'application du nouveau système.	158 à 161	136
Surface de chauffe et tirage.		
Puissance évaporatrice d'un pied carré de surface réduite.	162 et 163	139
Application du nombre admis.	164	141
Différence entre la dépense d'eau et celle de vapeur calculée.	165	141
Puissance évaporatrice d'une livre de coke.	166	142
Air nécesaire à la combustion d'une livre de coke.	167	142
Volume d'air passant par seconde dans la cheminée	168	143
Vitesse de l'air dans la cheminée.	169	143
Travail resistant correspondant au passage de l'air dans la cheminée.	170 à 172	144
Comparaison de ce travail résistant avec celui de l'expansion.	173	146
Comparaison du système actuel avec celui proposé par rapport à l'effet maximum de la vapeur détendue.	174	147
Comparaison des deux systèmes avec les autres machines à vapeur.	175 et 176	148
Comment le jet de vapeur agit sur l'air.	177 à 184	152

	Paragraphes.	Pages.
Disposition pour augmenter l'effet utile de la vapeur qui passe à l'échappement.	185	164
Note sur la marche des tiroirs . . .		167


Vve Le Blanc sc.

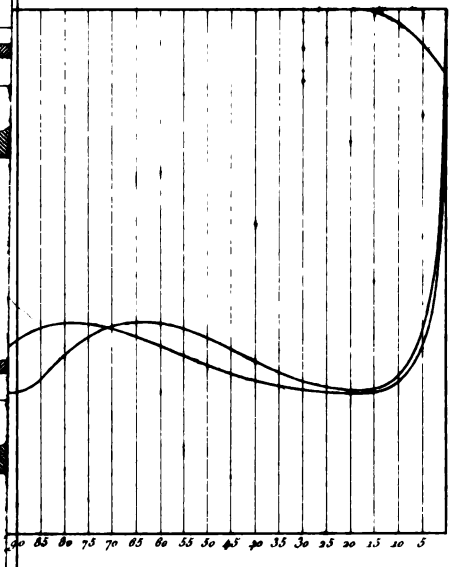


Vve Le Blanc sc.

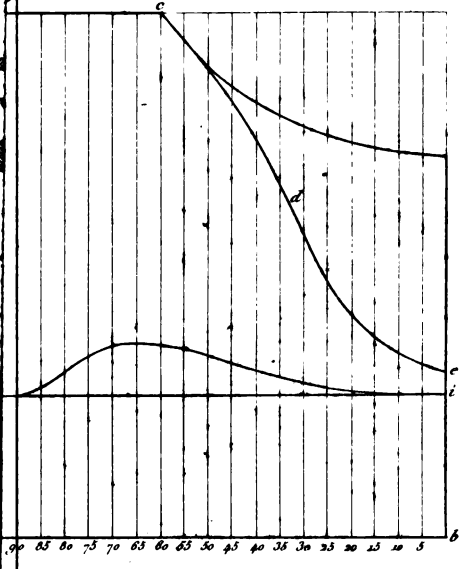


Vve Le Blanc sc.

11.



12.



Figures 9 et 10.

2 3 4 pieds anglais.

V.ve Le Blanc sc.

Pl. VI.

ET DE SON

Température.

OUVRAGES NOUVELLEMENT PUBLIÉS

CHEZ LE MÊME LIBRAIRE.

PONT DE CUBZAC, dessins et description des galeries en fonte de fer, par Emile Martin. In-folio, planches. 1841. 7 fr. 50 c.

CHEMIN DE FER DE PARIS A MEAUX (tracé direct). Discussion du tracé sur la berge droite du canal de l'Ourcq et du projet de loi présenté à la Chambre des députés, par MM. S. Mony, E. Flachat, J. Petiet, Félix Tournetx, ingénieurs. Grand in-8°, avec carte, 1841. 3 fr. 50 c.

LES CHEMINS DE FER ET LES CHAMBRES, ou Observations sur les chemins de fer votés dans les dernières sessions de la chambre des députés, par M. P.-A. De La Nourais. In-8°, 1841. 1 fr. 50 c.

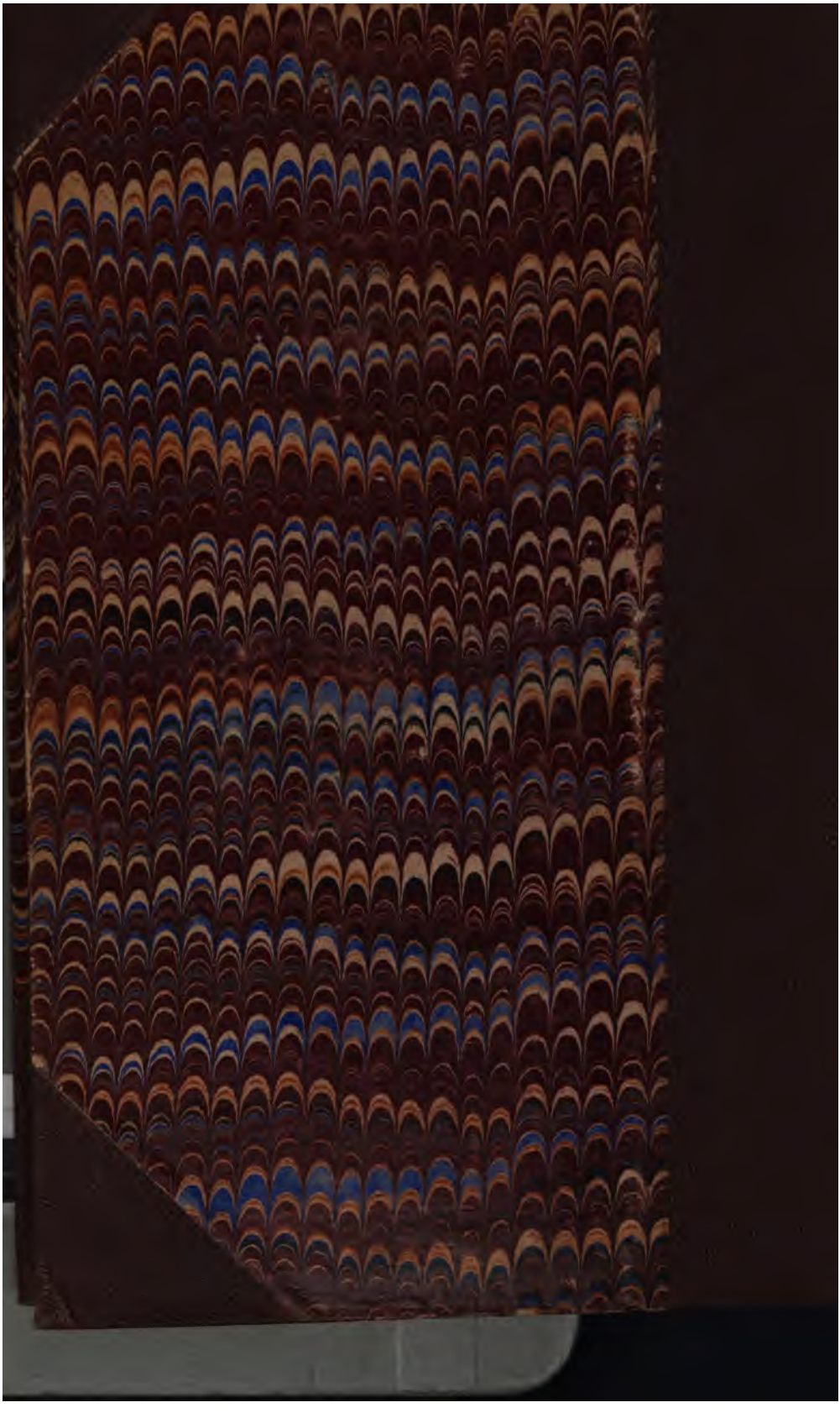
DES BATEAUX A VAPEUR; précis historique de leur invention, essai sur la théorie de leur mouvement, et description d'un appareil propulseur appliqué à tous les navires; précédé des rapports faits à l'Académie royale des sciences; par le marquis de Jouffroy, ancien ingénieur de la marine. 1 vol. in-8°, avec planches. 1841. 3 fr. 50 c.

DE L'ETABLISSEMENT DES CHEMINS DE FER SUR LES BERGES DES CANAUX, lettre adressée à MM. les membres des deux chambres par la compagnie du chemin de fer de Nantes à Orléans. In-8°, 1841. 1 fr.

EN VENTE INCESSAMMENT.

CALCULS FAITS, à l'usage des industriels en général, et spécialement des mécaniciens, charpentiers, pompiers, serruriers, chaudronniers, tôliers, etc., par Lemoine, 2e édition, contenant plus de 60 tables nouvelles, revue et augmentée par MM. Grouvelle, ingénieur, auteur du *Guide du Chauffeur*, et Champonnois, ingénieur civil. 1841. 4 fr. 50 c.

LE RAILWAY ATMOSPHÉRIQUE, par Clegg et Samuda; traduit de l'anglais et annoté par Victor Bois, ingénieur civil, et César Daly, *architecte*, directeur en chef de la *Revue générale de l'architecture et des travaux publics*.

TJ 650 .J43
Calcule sur la sortie de vapeu
Stanford University Libraries
3 6105 041 378 899

HOPKINS RAILWAY
LIBRARY
For
USE IN LIBRARY
ONLY
DO NOT REMOVE
FROM LIBRARY